



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Сборник задач
по дисциплине
**«Централизованное
теплоснабжение»**

Авторы
Тихомиров А. Л.,
Тихомиров С. А.



Ростов-на-Дону, 2019

Аннотация

Методические указания для выполнения контрольной работы по дисциплине «Централизованное теплоснабжение».

Приведены задания к контрольной работе и примеры решения задач по основным разделам дисциплины «Централизованное теплоснабжение».

Предназначены для бакалавров направления 08.03.01 «Строительство»

Автор

к.т.н., доцент Тихомиров А.Л.,	кафедры	«Теплогазоснабжение	и	вентиляция»
к.т.н., доцент Тихомиров С.А.	кафедры	«Теплогазоснабжение	и	вентиляция»





Оглавление

1. Алгоритм выбора варианта контрольной работы. Требования к оформлению контрольной работы.	4
2. Тепловое потребление	4
2.1 Задание	4
2.2 Пример решения.	6
3.Режимы регулирования систем централизованного теплоснабжения.	8
3.1 Задание	8
3.2 Пример решения	8
4. Гидравлический расчет тепловых сетей	9
4.1 Задание	9
4.2 Пример решения	10
5. Оборудование тепловых пунктов.	10
5.1 Задание.	10
5.2 Пример решения.	11
6. Тепловой расчет.	12
6.1Задание.	13
6.2 Пример решения.	14
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.	14



1 Алгоритм выбора варианта контрольной работы. Требования к оформлению контрольной работы

Вариант задания для решения задачи каждого раздела методического указания, принимается из таблицы задания в строке, соответствующей последней цифре номера зачетной книжки. При решении задачи используется пример решения в соответствующем разделе.

Контрольная работа выполняется в ученической тетради. На обложку тетради наносится наклейка следующего образца

Донской государственный строительный университет

Факультет « »

Студент _____ Адрес _____

Группа _____ № зачетной книжки _____

Контрольная работа

по дисциплине **«Централизованное теплоснабжение»**

2 Тепловое потребление

2.1 Задание

Задание приведено в табл.2.1

Таблица 2.1

Ши фр	Длин а,м	Ширин а,м	Высот а,м	φ	$k_{ст},$ Вт/(м ² °с);	$k_{ок},$ Вт/(м ² °с);	$k_{пт},$ Вт/(м ² °с);	$k_{пл},$ Вт/(м ² °с)	$t_{н.о.},$ °с	$t_{н.с.},$ р, °с	$n_{о.},$ су т	$f_{ж},$ М ² / чел
1	70	14	15	0,1 9	1,10	2,55	0,80	0,68	-29	- 3,3	24 2	10
2	75	14	18	0,2 0	1,20	2,70	0,85	0,70	-26	- 3,3	20 7	12
3	78	14	21	0,2 1	1,30	2,80	0,87	0,72	-28	- 4,2	20 2	14
4	80	14	24	0,2 2	1,35	2,90	0,89	0,69	-22	- 1,1	17 5	10
5	82	14	27	0,2 3	1,38	3,00	0,90	0,71	-23	- 1,6	17 2	12
6	84	14	30	0,2 4	1,40	3,10	0,92	0,74	-29	- 5,1	20 6	14
7	86	14	33	0,2 5	1,10	3,20	0,93	0,67	-19	1,7	15 4	10
8	88	14	15	0,2 6	1,15	3,25	0,85	0,69	-24	- 1,7	17 8	12
9	90	14	18	0,1 9	1,20	3,30	0,82	0,73	-35	- 6,4	22 8	14
0	92	14	21	0,2 0	1,22	3,35	0,87	0,74	-27	- 3,8	20 7	12

Для всех вариантов расчета остаются постоянными:

- температура внутреннего воздуха $t_{вн}=18^{\circ}\text{C}$;
- полная длительность работы тепловой сети за год $n=8400$ часов;
- средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a=105$ кг/(сут*чел);
- температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $t_x=5^{\circ}\text{C}$;
- температуру нагретой местной воды $t_r=60^{\circ}\text{C}$.

2.2 Пример решения. Определить годовые расходы теплоты на отопление, горячее водоснабжение и суммарный для здания длиной 86 м, шириной 14 м и высотой 20м. Коэффициент остекления (отношение поверхности окон к общей поверхности вертикальных наружных ограждений) $\varphi=0,2$. $k_{ст}=1,20$ Вт/(м²°С); $k_{ок}=3,23$ Вт/(м²°С); $k_{пт}=0,90$ Вт/(м²°С); $k_{пл}=0,77$ Вт/(м²°С).

Температура внутреннего воздуха $t_{вн}=18^{\circ}\text{C}$, а расчетная для отопления температура наружного воздуха $t_{н.о.}=-25^{\circ}\text{C}$. Средняя температура наружного

воздуха за отопительный период $t_{н.ср.} = -3,2^{\circ}\text{C}$. Длительность отопительного периода $n_o = 4920$ часов. Полная длительность работы тепловой сети за год $n = 8400$ часов.

Обеспеченность жилой площадью $f_{ж} = 10\text{ м}^2/\text{чел}$. Средненедельный расход воды за сутки на 1 человека $a = 105$ кг/(сут*чел); температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $t_x = 5^{\circ}\text{C}$; температуру нагретой местной воды $t_r = 60^{\circ}\text{C}$. Объемный коэффициент здания $K_{об} = V/F_{ж} = 6,4\text{ м}^3/\text{ м}^2$ ($F_{ж}$ - жилая площадь м^2).

Решение. Поверхности стен, окон, потолка и пола:

$$F_{ст} = (86 + 14) * 2 * 20 * 0,8 = 3200 \text{ м}^2;$$

$$F_{ок} = (86 + 14) * 2 * 20 * 0,2 = 800\text{ м}^2;$$

$$F_{пт} = F_{пл} = 86 * 14 = 1204\text{ м}^2.$$

Наружный объем здания:

$$V = 86 * 14 * 20 = 24080 \text{ м}^3.$$

Удельные теплотери теплопередачей через наружные ограждения здания:

$$q = \frac{\Sigma kF}{F}$$

$$q = \frac{(1,2 * 3200 + 3,23 * 800 + 0,9 * 1204 * 0,8 + 0,77 * 1204 * 0,7)}{24080} = 0,326 \text{ Вт}/(\text{ м}^3 \text{ ч } ^{\circ}\text{C}).$$

Расчетные теплотери теплопередачей через наружные ограждения здания:

$$Q_T = q_o V (t_{вн} - t_{н.о}) = 0,326 * 24080 (18 + 25) = 337000 \text{ Вт} = 0,337 \text{ МВт}.$$

Средняя за отопительный период нагрузка отопления определяется пересчетом:

$$Q_o^{ср} = \frac{t_{вн} - t_H^{ср}}{t_{вн} - t_{н.о}} = 0,337 \frac{(18 + 3,2)}{(18 + 25)} = 0,166 \text{ МВт}.$$



Годовой расход теплоты на отопление:

$$Q_0^{\text{год}} = Q_0^{\text{ср}} n_0 = 0,166 * 17,7 * 10^6 = 2940 \text{ ГДж/год.}$$

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение подсчитывается для зимнего и летнего периода отдельно.

Жилая площадь здания:

$$F_{\text{ж}} = V / K_{\text{об}} = 24080 / 6,4 = 3760 \text{ м}^2.$$

Число жителей здания:

$$M = F_{\text{ж}} / f_{\text{ж}} = 3760 / 10 = 376 \text{ чел.}$$

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения для зимнего периода средненедельная:

$$Q_{\text{г.з}}^{\text{ср.н}} = \frac{\alpha M c (t_{\text{г}} - t_{\text{х}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 * 376 * 4190 (60 - 5)}{3600 * 24} = 0,105 \text{ МВт.}$$

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения для летнего периода средненедельная:

$$Q_{\text{г.л}}^{\text{ср.н}} = \frac{\alpha M c (t_{\text{г}} - t_{\text{х}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 * 376 * 4190 (60 - 15)}{3600 * 24} = 0,086 \text{ МВт,}$$

$$Q_{\Gamma}^{\text{год}} = Q_{\Gamma.з}^{\text{ср.н}} * n_o + Q_{\Gamma.л}^{\text{ср.н}} * (n - n_o) =$$

$$0,105 * 17,7 * 10^6 + 0,086 * 12,5 * 10^6 = 2933,5 \text{ ГДж/год.}$$

Суммарный годовой расход теплоты:

$$Q^{\text{год}} = Q_o^{\text{год}} + Q_{\Gamma}^{\text{год}} = 2940 + 2933,5 = 5873,5 \text{ ГДж/год.}$$

3 Режимы регулирования систем централизованного теплоснабжения

3.1 Задание

Задание приведено в табл.3.1

Таблица 3.1

Шифр	$t_{н.о}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\tau_1, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{н}, \text{ }^{\circ}\text{C}$
1	-19	150	-5
2	-22	140	-7
3	-25	130	-8
4	-27	115	-9
5	-29	150	-10
6	-31	140	-11
7	-33	130	-12
8	-18	115	-13
9	-20	150	-14
0	-25	140	-15

Для всех вариантов расчета остаются постоянными:

- температура внутреннего воздуха $t_{вн} = 18^{\circ}\text{C}$;
- температура теплоносителя в обратном трубопроводе $\tau_2 = 70^{\circ}\text{C}$.

3.2 Пример решения. При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -32^{\circ}\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе отопительной сети $\tau_1 = 150^{\circ}\text{C}$ и в обратном $\tau_2 = 70^{\circ}\text{C}$. Расчетная внутренняя температура

отапливаемых помещений $t_{\text{вн}}=18^\circ\text{C}$. Определить температуру в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}=-7^\circ\text{C}$, если эта сеть работает по графику центрального качественного регулирования.

Решение. Относительная тепловая нагрузка при $t_{\text{н}}=-7^\circ\text{C}$:

$$Q_{\text{о. отн.}} = Q_{\text{о}} / Q_{\text{р.о}} = (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}) / (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о.}}) = (18+7)/(8+32) = 0,5.$$

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{\text{н}}=-7^\circ\text{C}$:

$$\tau_{1.\text{тек.}} = t_{\text{вн}} + (\tau_1 - t_{\text{вн}}) Q_{\text{о. отн.}} = 18 + (150 - 18) 0,5 = 84^\circ\text{C},$$

$$\tau_{2.\text{тек.}} = t_{\text{вн}} + (\tau_2 - t_{\text{вн}}) Q_{\text{о. отн.}} = 18 + (70 - 18) 0,5 = 44^\circ\text{C}.$$

4 Гидравлический расчет тепловых сетей

4.1 Задание

Задание приведено в табл.4.1

Таблица 4.1

Шифр	$\tau, ^\circ\text{C}$	d, мм	$\omega, \text{м/с}$
1	50	50	0,15
2	55	100	0,17
3	60	125	0,20
4	65	150	0,22
5	70	200	0,25
6	75	50	0,27
7	80	100	0,30
8	85	125	0,33
9	90	150	0,35
0	95	200	0,37

Для всех вариантов расчета остается постоянным:

- эквивалентная шероховатость трубопровода $k_s=0,5\text{мм}$.

4.2 Пример решения. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $t=75^{\circ}\text{C}$, проходящей по трубопроводу $d=100\text{мм}$ со скоростью $\omega=0,2\text{м/с}$. Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_э=0,5\text{мм}$.

Решение. Кинематическая вязкость и плотность воды при $t=75^{\circ}\text{C}$ $\nu=0,391 \cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$ и $\rho=975\text{кг/м}^3$.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{0,2 * 0,1}{0,391 * 10^{-6}} = 51100.$$

Предельное число Рейнольдса:

$$Re_{пр} = 568 \frac{d}{k_э} = \frac{568 * 0,1}{0,0005} = 113500.$$

Поскольку $2300 < Re < Re_{пр}$, то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} + \frac{68}{51100} \right)^{0,25} = 0,31.$$

Удельное линейное падение давления:

$$R_{л} = \frac{\lambda \omega^2 \rho}{2d} = \frac{0,031 * 0,2^2 * 975}{2 * 0,1} = 6,04 \text{ Па/м}.$$

5. Оборудование тепловых пунктов

5.1 Задание

Задание приведено в табл.5.1

Таблица 5.1

Шифр	Q, МВт	P, МПа
1	1,0	2,85
2	1,1	2,86
3	1,15	2,87
4	1,2	2,88
5	1,25	2,89
6	1,0	2,90



7	1,1	2,91
8	1,15	2,93
9	1,2	2,94
0	1,25	2,95

Примечание:

Параметры, не приведенные в таблице, принять по условию задачи.

5.2 Пример решения. Провести тепловой и конструктивный расчет отопительного парового подогревателя горизонтального типа, а также определить потери напора при движении воды в трубках по следующим данным: производительность подогревателя $Q=1,163 \cdot 10^6$ Вт; абсолютное давление сухого насыщенного пара $p=2,94$ Мпа ($\tau_n=133^\circ\text{C}$); температура конденсата, выходящего из подогревателя, $\tau_k = \tau_n$; температура воды при входе в подогреватель $t_1=70^\circ\text{C}$, а при выходе из него $t_2=95^\circ\text{C}$.

При расчете принять: скорость воды в трубках $\omega=1$ м/с; плотность воды $\rho=1000$ кг/м³; число ходов $z=2$; наружный диаметр латунных труб 16 мм при толщине стенки $\delta=1$ мм. Загрязнение поверхности учесть дополнительным тепловым сопротивлением $\delta_3/\lambda_3=0,00013$ м² °C/Вт.

Решение. Расход воды:

$$G = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{1,163 \cdot 10^6}{4190(95 - 70)} = 11,1 \text{ кг/с},$$

ИЛИ

$$V=0,0111 \text{ М}^3/\text{С}.$$

Число трубок в одном ходе и корпусе

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,0111}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,014^2} = 72 \text{ шт.},$$

$$n = zn_0 = 72 \cdot 2 = 144 \text{ шт.}$$

Принимая шаг трубы $a=25$ мм, угол между осями трубной системы $\xi=60^\circ$ и коэффициент использования трубной решетки $\psi=0,7$, определяем диаметр корпуса:

$$D = 1,13a \sqrt{\frac{n \sin \xi}{\psi}} = 1,13 * 0,025 \sqrt{\frac{144 \sin 60^\circ}{0,7}} = 0,378 \text{ м.}$$

Принимаем для корпуса подогревателя трубу диаметром 426/414 мм

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m \approx \sqrt{n} = \sqrt{144} = 12 \text{ шт.}$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\tau_H - t_1}{\tau_H - t_2}} = \frac{95 - 70}{\ln \frac{133 - 70}{133 - 95}} = 49,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Средняя температура воды и стенки:

$$t = \tau_H - \Delta t = 133 - 49,4 = 83,6 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$t_{\text{ст}} = 0,5(t + \tau_H) = 0,5(83,6 + 133) = 108,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

В рассматриваемом случае критерий Z получается меньше критического ($Z_{\text{кр}}=3900$), что указывает на ламинарный режим течения пленки конденсата, для которого коэффициент теплоотдачи от пара к стенке может быть определен по преобразованной формуле Лабунцова (при $\tau_H=133$ °C $A_2=9494$):

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{ml(\tau_H - t_{\text{ст}})}} = \frac{9494}{\sqrt[4]{12 * 0,016(133 - 108,3)}} = 6420 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде (при $t=83,6$ $A_5=3094$):

$$\alpha_{\text{в}} = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d^{0,2}} = 3094 \frac{10,8}{0,014^{0,2}} = 7269 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C.}$$

Расчетный коэффициент теплопередачи:



$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{6420} + \frac{0,001}{105} + 0,00013 + \frac{1}{7269}} = \frac{2314 \text{ Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}.$$

Уточненное значение температуры стенки трубок:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_H \alpha_H + t_B \alpha_B}{\alpha_H + \alpha_B} = \frac{133 * 7269 + 83,6 * 6420}{7269 + 6420} = 110 \text{°С}.$$

Поскольку уточненное значение $t_{\text{ст}}$ мало отличается от принятого для предварительного расчета, пересчета расчетного коэффициента теплопередачи не производим.

Площадь поверхности нагрева:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{1.163 * 10^6}{2314 * 49,4} = 10,2 \text{ м}^2.$$

Длина трубок и длина хода воды:

$$l = \frac{F}{\pi d n} = \frac{10,2}{3,14 * 0,015 * 144} = 1,51 \text{ м},$$

$$L = lz = 1,51 * 2 = 3,02 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса для воды $t=83,6 \text{°С}$, $\nu=0,352 * 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{1 * 0,014}{0,352 * 10^6} = 39800.$$

Коэффициент гидравлического трения для латунных трубок с учетом их загрязнения $k_3=0,2 \text{ мм}$:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0032}{0,014} + \frac{68}{39800} \right)^{0,25} = 0,0391.$$

Коэффициенты местных сопротивлений приведены ниже:

На входе в камеру $1,5 * 1 = 1,5$,



На входе в трубки $1,0 \cdot 2 = 2,0$,

На выходе из трубок $1,0 \cdot 2 = 2,0$,

При повороте на 180° $2,5 \cdot 1 = 2,5$,

На выходе из камеры $1,5 \cdot 1 = 1,5$,

$$\sum \xi = 9,5.$$

Потери напора в подогревателе

$$\delta H = \left(\frac{\lambda L}{d} + \sum \xi \right) \frac{\omega^2}{2g} = \left(\frac{0,0391 \cdot 3,02}{0,014} + 9,5 \right) \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,94 \text{ м.}$$

6. Тепловой расчет

6.1 Задание

Задание приведено в табл.6.1

Таблица 6.1

Шифр	d, мм	b, мм	$\lambda_{и}$, Вт/м ² °С,	δ_1 , мм	δ_2 , мм	$\lambda_{гр}$, Вт/м ² °С
1	76	260	0,033	29	29	1,75
2	89	300	0,033	33	33	1,78
3	108	300	0,033	33	33	1,80
4	133	340	0,033	42	42	1,82
5	159	350	0,033	42	42	1,84
6	219	380	0,033	42	42	1,86
7	273	430	0,033	57	57	1,80
8	325	530	0,033	57	57	1,82
9	426	590	0,033	58	58	1,89
0	76	260	0,033	29	29	1,92

Для всех вариантов расчета остаются постоянными:

- глубине заложения $h=1,8$ м;
- температура воды в подающем трубопроводе $\tau_1=150$ °с;
- температура воды в обратном трубопроводе $\tau_2=70$ °с;

- температура грунта на глубине заложения труб $t_0=2$ °с.

6.2 Пример решения. Определить тепловые потери 1 м подающего и обратного теплопроводов с наружным диаметром $d=273$ мм, проложенного бесканально в грунте на глубине $h=1,8$ м с расстоянием между осями труб $b=520$ мм.

Температура воды в подающем трубопроводе $\tau_1=150$ °с, а в обратном трубопроводе $\tau_2=70$ °с. Температура грунта на глубине заложения труб $t_0=2$ °с. Теплопроводность изоляции $\lambda_{и}=0,116$ Вт/м²°С, толщина ее на подающем трубопроводе $\delta_1=70$ мм и на обратном $\delta_2=40$ мм. Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,75$ Вт/м²°С.

Решение. Так как $\frac{h}{d_{н}} = \frac{1,8}{0,413} > 2$, то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{и}} \ln \frac{d_{и1}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{и1}} = \frac{1}{2*3,14*0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{2*3,14*1,75} \ln \frac{4*1,8}{0,413} = 0,828 \text{ м}^{\circ} \frac{\text{с}}{\text{Вт}},$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{и}} \ln \frac{d_{и2}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{и2}} = \frac{1}{2*3,14*0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{2*3,14*1,75} \ln \frac{4*1,8}{0,353} = 0,624 \text{ м}^{\circ} \frac{\text{с}}{\text{Вт}}.$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние труб:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} = \frac{1}{2*3,14*1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2*1,8}{0,52}\right)^2} = 0,177 \text{ м}^{\circ} \text{с/Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного теплопроводов:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \frac{(150 - 2)0,624 - (70 - 2)0,177}{0,828 * 0,624 - 0,177^2} = 165 \text{ Вт/м},$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} = \frac{(70 - 2)0,828 - (150 - 2)0,177}{0,828 * 0,624 - 0,177^2} = 61,6 \text{ Вт/м}.$$



Суммарные удельные тепловые потери:

$$q = q_1 + q_2 = 165 + 61,6 = 226,6 \text{ Вт/м.}$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям.-М.: Энергоатомиздат, 1985.-232с.