

ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ НАСЕЛЕННЫХ МЕСТ, ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ. ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ СТРОИТЕЛЬСТВА



УДК 697.34:697.444

Т.А. РАФАЛЬСКАЯ, В.Я. РУДЯК, Т.М. ФИЛАТОВА

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПО УСЛОВИЮ МИНИМУМА ГОДОВЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ*

Наметившаяся тенденция к переходу систем централизованного теплоснабжения на качественно-количественный и количественный способы регулирования, а также снижение расчетных параметров теплоносителя приводит к необходимости сравнить годовые эксплуатационные затраты на выработку тепловой и электрической энергии в этих условиях. В то же время существующие методики расчета теплотехнических показателей систем теплоснабжения разрабатывались для качественного способа регулирования и учитывают только средние значения основных характеристик. В данной работе для переменных режимов работы системы теплоснабжения при различных графиках центрального регулирования тепловой нагрузки определены годовые эксплуатационные затраты с учетом продолжительности температур наружного воздуха, расходов и температур воды в теплосети. Показано, что переход на низкотемпературные графики регулирования приведет к увеличению удельных годовых эксплуатационных затрат. Снижение затрат возможно только при количественном регулировании тепловой нагрузки, однако, в этом случае требуется дополнительное оборудование для обеспечения гидравлической устойчивости теплосети.

К л ю ч е в ы е с л о в а: системы теплоснабжения, тепловые сети, низкотемпературный график, централизованное качественное регулирование, централизованное количественное регулирование, оптимизация эксплуатационных затрат.

DOI 10.32683/0536-1052-2021-748-4-48-64

Введение. В существующей системе централизованного теплоснабжения наметилась тенденция замены качественного способа центрального регулирования тепловой нагрузки альтернативными способами при одновременном снижении расчетной температуры теплоносителя. В связи с этим возникает необходимость сравнить удельные затраты на выработку тепловой и электрической энергии для различных способов центрального регулирования тепловой нагрузки. Прежде всего, необходимо определить оптимальный

* Работа выполнена при частичном финансировании мегагранта Министерства науки и высшего образования РФ (соглашение № 075-15-2021-575).

© Рафальская Т.А., Рудяк В.Я., Филатова Т.М., 2021

температурный график, для этого следует сначала найти возможный минимум годовых эксплуатационных затрат, которые определяются соотношением

$$\sum S = S_f + S_{hl} + S_p + S_r, \quad (1)$$

где S_f – удельная стоимость топлива за год при работе ТЭЦ по теплофикационному и конденсационному циклам, руб./Гкал;

S_{hl} – удельная стоимость тепловых потерь за год, руб./Гкал;

S_p – удельная стоимость перекачки теплоносителя и насосно-моторной группы, руб./Гкал;

S_r – удельные годовые отчисления от стоимости сети (амортизация, ремонт), руб./Гкал.

Проектирование систем теплофикации и теплоснабжения требует тщательного анализа графика продолжительности расхода тепла, с помощью которого определяются годовой расход тепла, число часов работы насосов, средняя температура теплоносителя в тепловой сети, величина отбора пара от турбины, тепловые потери в трубопроводах. График продолжительности обычно строится по климатическим данным повторяемости наружных температур в течение отопительного периода и зависит от местных климатических условий. Рассчитав переменные режимы работы системы теплоснабжения в соответствии с графиком продолжительности тепловых нагрузок, можно сравнить удельные затраты для различных способов центрального регулирования, что и является целью работы.

Основная составляющая удельных затрат – стоимость условного топлива, которая, в частности, определяется работой системы теплоснабжения при различных температурах, зависящих от давления пара в отборах турбин. Разность в стоимости условного топлива при выработке электрической энергии по теплофикационному и конденсационному циклам определяет эффективность принятого способа центрального регулирования.

Кроме того, в системах централизованного теплоснабжения, имеющих разветвленные тепловые сети, тепловые потери могут достигать 10–20 % и более [1, 2]. Таким образом, определение тепловых потерь в тепловых сетях весьма важный фактор. Согласно действующим нормативным документам (СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов») расчет тепловых потерь трубопровода выполняется по средней температуре теплоносителя за год или за отопительный период и для условий качественного регулирования тепловой нагрузки [1]. Наличие срезов температурного графика вызывает отклонение этой температуры от значений, приведенных в СП 61.13330.2010. Кроме того, для других способов центрального регулирования [3–6], например, количественного [5, 7], температура воды в теплосети будет постоянной в течение всего отопительного периода, но тепловые потери будут различны [8, 9], поскольку в этом случае меняются расход сетевой воды и температура воды в обратной магистрали. Продолжительность работы теплосети с различными расходами воды и определяет в значительной мере удельные затраты на перекачку теплоносителя. Это все не отражено в нормативных документах и требует, поэтому, специального рассмотрения, что является еще одним фактором, определяющим актуальность данной работы.

1. Режимы работы системы теплоснабжения при различных способах регулирования тепловой нагрузки. В данной работе в качестве примера для анализа использован участок теплосети длиной 5739,67 м с надземной прокладкой от ТЭЦ-5 г. Новосибирска. Условный диаметр трубопровода $D_y = 1000$ мм (наружный диаметр $D_{ex} = 1020$ мм, внутренний диаметр $D_{in} = 996$ мм), максимальный тепловой поток на отопление и вентиляцию $Q_{ovmax} = 91$ МВт, на горячее водоснабжение $Q_h = 56$ МВт. Сравнивалась стоимость удельных затрат на совместную выработку тепловой и электрической энергии для следующих способов центрального регулирования тепловой нагрузки:

I. Качественный способ центрального регулирования 150/70 °С, с верхней срезкой при 114 °С и изломом при 75 °С (действующий температурный график);

II. Качественный способ центрального регулирования 114/70 °С, с изломом при 75 °С;

III. Качественно-количественный способ регулирования 114/70 °С;

IV. График совмещенного регулирования нагрузок отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный график) 114/70 °С;

V. Количественный способ регулирования 114/70 °С.

Температуры и расходы сетевой воды в течение отопительного периода рассчитывались по методике [9] с использованием уравнений, приведенных в [10]. Графики температур и расходов сетевой воды для различных способов центрального регулирования показаны на рис. 1. Здесь t_{p1} , t_{p2} – соответственно температура воды в подающей и обратной магистралях теплосети, а G – расход сетевой воды.

Как показывает анализ представленных данных, снижение расчетной температуры воды в теплосети при качественном и качественно-количественном способах регулирования вызовет увеличение расхода теплоносителя, а в некоторых случаях – повышение температуры обратной воды [11]. При

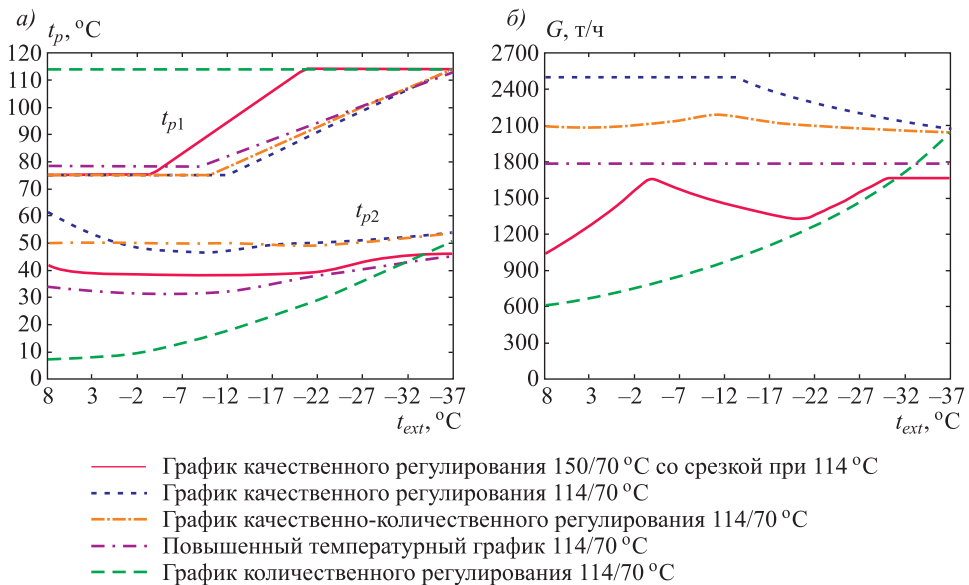


Рис. 1. Графики температур (а) и расходов воды (б) в тепловой сети при различных способах регулирования тепловой нагрузки

количественном способе регулирования расход воды в теплосети и температура обратной воды будут ниже, чем при использовании графика со срезкой, но температура воды в подающей магистрали теплосети остается высокой в течение всего отопительного периода. Промежуточное положение занимает повышенный низкотемпературный график центрального регулирования, в котором при некотором увеличении расхода сетевой воды температура воды в обратной магистрали будет ниже, чем в графике со срезкой.

2. Определение продолжительности тепловых нагрузок. На основании обработки климатических данных по городам, расположенным в различных климатических зонах, Л.А. Мелентьев [12] вывел эмпирическую зависимость, связывающую относительную часовую тепловую мощность на отопление $\bar{Q}_o = Q_o / Q_{o\max}$ ($Q_o, Q_{o\max}$ – текущая и максимальная тепловая мощность отопления соответственно) с числом часов продолжительности наблюдения наружных температур. Аналогичная формула была предложена Б.Л. Шифринсоном и А.П. Сафоновым [13] (см. также [14]) и представляет собой степенную функцию вида

$$\bar{Q}_o(z) = \sigma + \varphi (z / z_{hp})^\psi, \quad (2)$$

где z – число дней, в течение которых температура наружного воздуха не превышает заданную t_{ext} ;

z_{hp} – продолжительность отопительного периода, сут;

σ, φ, ψ – постоянные коэффициенты для данных климатических условий.

Используя аналитические решения [14], можно найти значения коэффициентов формулы (2): $\sigma = 1$; $\varphi = \bar{T}_2 - 1$; $\psi = (\bar{T}_1 - \bar{T}_2) / (1 - \bar{T}_1)$, где $\bar{T}_1 = (t_{int} - t_h^m) / (t_{int} - t_{ext.c})$, $\bar{T}_2 = (t_{int} - 8) / (t_{int} - t_{ext.c})$, здесь t_{int} – температура внутреннего воздуха помещений; t_h^m – средняя наружная температура отопительного периода, а $t_{ext.c}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, принимаемые по СП 131.13330.2020 «Строительная климатология» для каждого города.

Тепловая мощность системы отопления линейно зависит от температуры наружного воздуха (рис. 2, а). Учитывая продолжительность наблюдения

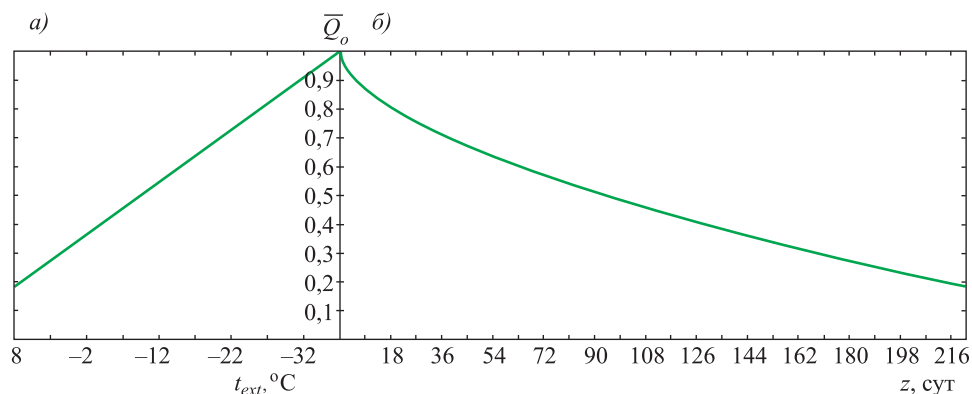


Рис. 2. Изменение относительной тепловой мощности на отопление в зависимости от температуры наружного воздуха (а) и продолжительности относительной тепловой мощности на отопление в течение отопительного периода (б)

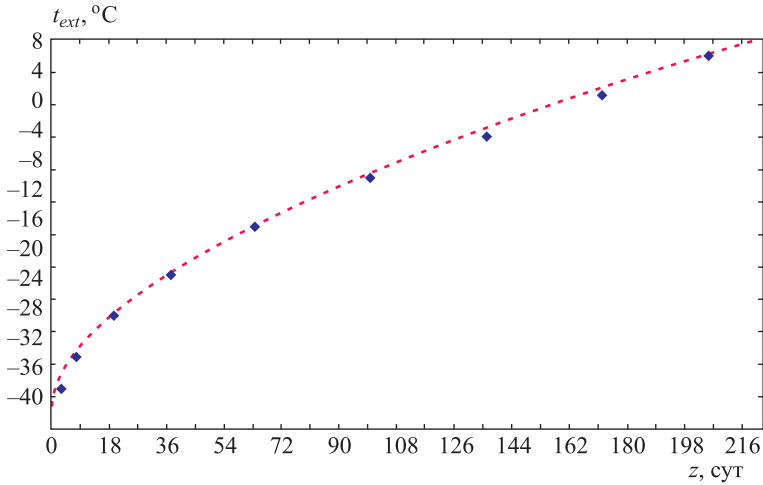


Рис. 3. Продолжительность температуры наружного воздуха

наружных температур в течение отопительного периода и соотношение климатических параметров по формуле (2), построена кривая продолжительности относительной тепловой мощности на отопление (рис. 2, б).

Относительную тепловую мощность отопления можно найти из отношения внутренних и наружных температур: $\overline{Q}_o = (t_{int} - t_{ext}) / (t_{int} - t_{ext.c})$. Отсюда можно получить зависимость для определения продолжительности наружных температур в течение отопительного периода

$$t_{ext}(z) = t_{int} - \overline{Q}_o(z)(t_{int} - t_{ext.c}), \quad (3)$$

где $\overline{Q}_o(z)$ – по формуле (2).

На рис. 3 показана рассчитанная по формуле (3) продолжительность наружных температур (сплошная линия) в сравнении с климатическими данными [15] (точки), для условий Новосибирска. Видно, что предложенная в [14] кривая достаточно точно описывает данные по продолжительности.

С использованием функции (2) можно построить кривые продолжительности всех тепловых нагрузок: $Q(z) = Q_{o,max} \overline{Q}_o + Q_{v,max} \overline{Q}_o + Q_h$, где Q_v – тепловая мощность системы вентиляции, а Q_h – горячего водоснабжения (рис. 4).

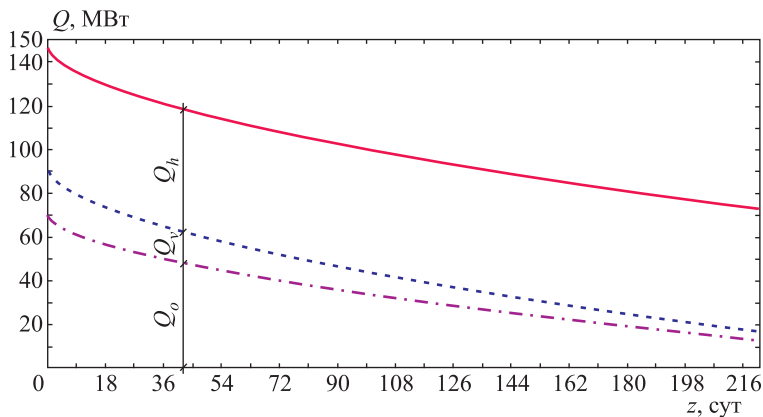


Рис. 4. Кривые продолжительности тепловых нагрузок

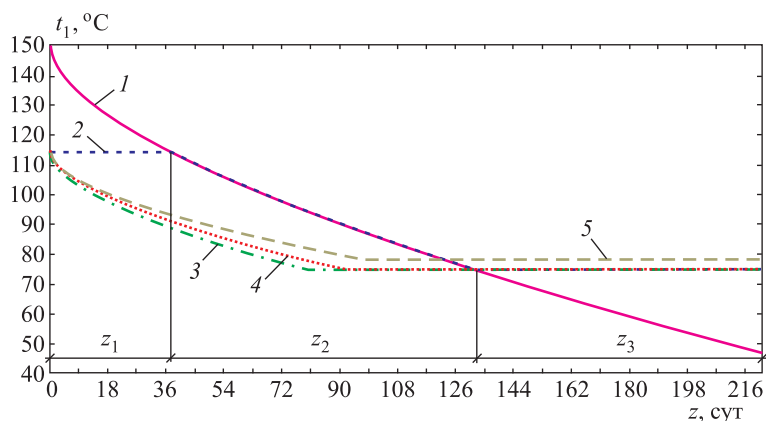


Рис. 5. Продолжительность температур воды в подающей магистрали теплосети

1 – график качественного регулирования по нагрузке отопления 150/70 °C; 2 – график 150/70 °C со срезкой 114 °C и с изломом 75 °C; 3 – график качественного регулирования 114/70 °C; 4 – график качественно-количественного регулирования 114/70 °C; 5 – повышенный температурный график 114/70 °C

Подставляя значения $\bar{Q}_o(z)$ из (2) в формулы для расчета температурных графиков (см. [9, 11, 16]), получим продолжительность температур воды в подающей магистрали теплосети (рис. 5).

3. Определение годовых эксплуатационных затрат для различных температурных графиков центрального регулирования. Температурный график обычно имеет две или три зоны (периоды), характеризующие разные способы регулирования (см. рис. 5). Период z_1 начинается в точке максимальной теплофикационной нагрузки, в графиках со срезкой увеличение количества отпускаемой тепловой энергии обеспечивается повышением расхода сетевой воды. Период z_2 характеризует работу ТЭЦ в наиболее эффективном режиме и считается базовым. Тепловая нагрузка обеспечивается из отопительного отбора с регулированием давления от минимального до максимального значения. Период z_3 определяется режимом работы горячего водоснабжения и характеризуется количественным способом регулирования. При этом способе уменьшение количества отпускаемой тепловой энергии обеспечивается снижением расхода сетевой воды, при постоянной температуре воды в подающей магистрали. В таком режиме работает тепловая сеть и в неотопительный период z_4 . В этот период тепловая нагрузка обеспечивается паром отопительного отбора турбин с минимальным значением.

3.1. Определение удельной годовой стоимости тепловых потерь через изоляцию трубопроводов. Расчеты тепловых потерь трубопроводами проводились для каждой температуры наружного воздуха с учетом ее продолжительности. Теплоизоляционные характеристики трубопроводов были следующими: маты минераловатные прошивные по ГОСТ 21880–86 марки М-100 с фактической толщиной слоев для подающего трубопровода $\delta_{ins1} = 100$ мм, для обратного трубопровода $\delta_{ins2} = 80$ мм, с покровным слоем из стеклопластика рулонного типа РСТ по ТУ 6-11-145–80, марки РСТ-А. Количество тепла в джоулях, теряемое

1 м изолированного трубопровода в течение времени z , соответствующего продолжительности каждой температуры наружного воздуха t_{ext}

$$q_z = qz, \quad (4)$$

где q – в ваттах, а z – в секундах.

Полученные данные расчета теплопотерь представлены в табл. 1. Здесь суммарные потери тепла q_z для существующего графика центрального регулирования 150/70 °С со срезкой при 114 °С и изломом при 75 °С (базовый график) приняты за 100 %. Также в табл. 1 приведены средние линейные потери тепла трубопроводами q_m , Вт, за отопительный период. Способы регулирования I–V подробно описаны в разд. 1.

Во всех рассчитанных графиках температура воды в подающей магистрали не превышала 114 °С. Анализ данных табл. 1 показывает, что для графиков качественного регулирования и качественно-количественного регулирования 114/70 °С суммарные линейные потери тепла подающим и обратным трубопроводами q_z отличаются незначительно, несмотря на то что температура воды в подающей магистрали в низкотемпературных графиках значительно ниже. Расход воды в трубопроводе слабо влияет на коэффициент теплопередачи, но оказывает существенное влияние на температуру обратной воды (см. рис. 1), что, в свою очередь, определяет теплопотери. Для графика количественного регулирования суммарные линейные теплопотери увеличатся на 5 %. Наименьшие потери тепла имеют место для повышенного графика центрального регулирования, они на 10 % ниже, чем для базового графика.

Кроме того, как видно из табл. 1, средние линейные тепловые потери q_m за отопительный период для большинства графиков соответствуют более низкой наружной температуре, чем средняя температура наружного воздуха отопительного периода (для Новосибирска $t_h^m = 8,1$ °С), т.е. расчет необходимо выполнять на более высокую температуру теплоносителя, чем принято по нормативным документам.

Считая, что в неотапливаемый период во всех графиках поддерживаются одинаковые температуры 75/40 °С и расход сетевой воды 1000 т/ч, найдем

Таблица 1. Суммарные и средние потери тепла трубопроводами за отопительный период

Показатель	Способ центрального регулирования				
	I	II	III	IV	V
$\sum_{z_{hp}} q_{z1}, \text{ МДж/м}$	3506	3058	3095	3221	4625
$\sum_{z_{hp}} q_{z2}, \text{ МДж/м}$	1726	2255	2187	1509	873
$\sum_{z_{hp}} (q_{z1} + q_{z2}), \text{ МДж/м (\%)}$	5233 (100)	5314 (101,5)	5282 (100,9)	4730 (90,4)	5498 (105,1)
$q_{m1}, \text{ Вт/м}$	183,4	159,9	161,8	168,4	241,9
$t_{ext1} / t_{p1}, \text{ }^\circ\text{C}$	–10 / 90	–13 / 77	–12 / 78	–11,5 / 82	–8,5 / 114
$q_{m2}, \text{ Вт/м}$	90,3	117,9	114,4	78,9	45,7
$t_{ext2} / t_{p2}, \text{ }^\circ\text{C}$	–10 / 38	–12 / 49	–8,5 / 50	–11 / 32	–10 / 16

Таблица 2. Средние потери тепла трубопроводами за год

Показатель	Способ центрального регулирования				
	I	II	III	IV	V
$\sum_{z_y} q_{z1}, \text{МДж/м}$	4737	4289	4326	4452	5856
$\sum_{z_{hp}} q_{z2}, \text{МДж/м}$	2331	2860	2792	2114	1478
$\sum_{z_{hp}} (q_{z1} + q_{z2}), \text{МДж/м (\%)}$	7068 (100)	7149 (101,2)	7118 (100,7)	6566 (92,9)	7334 (103,8)
$q_{m1}, \text{Вт/м}$	150,1	135,9	137,0	141,0	185,5
$t_{ext1} / t_{p1}, \text{°C}$	-5 / 78	-1 / 75	-2 / 75	0 / 78	> 8 / 75
$q_{m2}, \text{Вт/м}$	73,8	90,6	88,4	67,0	46,8
$t_{ext2} / t_{p2}, \text{°C}$	-1 / 38,4	> 8 / 75	5 / 50	-5 / 31	-10 / 16

тепловые потери по средним температурам каждого месяца неотапливаемого периода: тепловые потери подающего трубопровода $\sum_{z_{nhp}} q_1 z_{nhp} = 1231 \text{ МДж/м}$;

тепловые потери обратного трубопровода $\sum_{z_{nhp}} q_2 z_{nhp} = 605 \text{ МДж/м}$; средние

линейные потери тепла подающим трубопроводом, $q_{m1} = 99 \text{ Вт/м}$; средние линейные потери тепла обратным трубопроводом, $q_{m2} = 49 \text{ Вт/м}$.

Результаты расчета средних потерь тепла трубопроводами за год сведены в табл. 2.

Фактические среднегодовые линейные тепловые потери подающими трубопроводами q_{m1} для базового графика оказались несколько ниже нормативных (161,3 Вт/м), при этом соответствуют температуре наружного воздуха, ниже среднегодовой (для Новосибирска +1,8 °C).

Минимальные линейные тепловые потери подающим трубопроводом q_{m1} получились для графика качественного регулирования 114/70 °C (см. табл. 2), имеющего самую низкую температуру теплоносителя, а наибольшие тепловые потери – для графика количественного регулирования с постоянной температурой в подающей магистрали в течение отопительного периода. Однако минимальные суммарные потери тепла за год q_z будут для низкотемпературного повышенного графика регулирования, для которого, несмотря на более высокую температуру воды в подающей магистрали, общие теплопотери ниже за счет более низкой температуры обратной воды.

Удельные затраты на тепловые потери S_{τ} , руб./Гкал, определялись следующим образом. При тарифе на тепловую энергию в 2020 г. для Новосибирска $Z_{he} = 1468 \text{ руб./Гкал}$ и нормативных тепловых потерях $q_{n1} = 161,3 \text{ Вт/м}$ для подающего трубопровода, $q_{n2} = 123 \text{ Вт/м}$ для обратного трубопровода, нормативная удельная годовая стоимость тепловых потерь для участка магистральной тепловой сети длиной $l = 5739 \text{ м}$ определялась так

$$S_{hl} = S_{hl}^n \frac{(q_{n1} + q_{n2})l}{1000Q^m}, \quad (5)$$

Таблица 3. Удельные годовые эксплуатационные затраты на участок магистральной теплосети / на тепловую сеть произвольной длины

Затраты, руб./Гкал	Способ центрального регулирования				
	I	II	III	IV	V
S_f	1461	1529	1515	1506	1372
S_p	45,3/0,00788/	186,8/0,03256/	125,2/0,02181/	77,8/0,01356/	21,9/0,00382/
S_{hl}	28,6/0,00498/	28,9/0,00504/	28,8/0,00501/	26,6/0,00463/	29,7/0,00517/
S_r	212,1/0,03696/	212,1/0,03696/	212,1/0,03696/	212,1/0,03696/	212,1/0,03696/
$\sum S$	1747,0/ 1461+0,04982/	1956,8/ 1529+0,07456/	1881,1/ 1515+0,06378/	1822,5/ 1506+0,05515/	1635,7/ 1372+0,04595/

где Q^m – средняя тепловая мощность теплосети за год, определяется из формулы (2), $Q^m = 82\,447$ кВт. В результате стоимость теплопотерь участка изолированного трубопровода составила $S_{hl}^n = 29,1$ руб./Гкал.

Произведем пересчет удельной стоимости теплопотерь по полученным средним значениям линейных годовых тепловых потерь для каждого графика (см. табл. 2) с учетом коэффициента эффективности тепловой изоляции $\eta_{ins} = 0,8$

$$S_{hl} = Z_{he} \frac{q_{m1} + q_{m2}}{(q_{n1} + q_{n2}) \eta_{ins}}. \quad (6)$$

Расчет удельных затрат на тепловые потери сведен в табл. 3.

3.2. *Определение удельной годовой стоимости условного топлива.* Подогрев сетевой воды на ТЭЦ обычно осуществляется двухступенчатыми подогревательными установками. В основных подогревателях, питаемых из отопительного отбора турбин, сетевая вода нагревается до 110–120 °С (в зависимости от максимально допустимого давления в камере отопительного отбора, для ТЭЦ-5 г. Новосибирска 114 °С). В турбоагрегате электроэнергия вырабатывается по теплофикационному и конденсационному циклам, при этом переменные электрические потери тепла в генераторе распределяются между теплофикационной P_t и конденсационной мощностью P_k . Так что номинальная электрическая мощность турбины определяется соотношением

$$P_e = P_k + P_t, \quad (7)$$

здесь $P_e = f(Q_d)$ (Q_d – расход тепла на отопительные отборы) – теплофикационная мощность (характеристика) турбоагрегата, МВт.

Конденсационный цикл выработки электроэнергии сопровождается следующими видами потерь тепла: в окружающую среду, механические, постоянные электрические потери в генераторе. Потери тепла в конденсаторе связаны только с работой турбоагрегата по конденсационному циклу, поэтому эти потери, как постоянные, так и переменные, относятся на соответствующую выработку электроэнергии по конденсационному циклу. Электрические переменные потери делятся пропорционально соотношению P_t и P_k и в этой пропорции относятся на соответствующий цикл. Теплофикационный цикл,

таким образом, рассматривается как дополнительный, который накладывается на основной конденсационный цикл с уже имеющимися потерями.

Проведем расчет для турбины типа Т-100/120-130-5М, номинальной электрической мощностью $P_e = 110$ МВт при 3000 об/мин, с конденсационной установкой и двумя отопительными отборами пара, предназначенной для выработки электрической энергии и отпуска теплоты для нужд теплоснабжения. Номинальная тепловая нагрузка на теплоснабжение 175 Гкал/ч (200 МВт). Турбина имеет два отопительных отбора: верхний и нижний для ступенчатого подогрева сетевой воды в теплофикационных пароводяных подогревателях. Отборы пара имеют следующие пределы регулирования давления: верхний отопительный 0,6–2,5 ата и нижний отопительный 0,5–2 ата. Энергетическая расходная характеристика теплофикационного турбоагрегата Т-100-130 $P_t = 0,528Q_d - 8,2$ МВт [17].

В турбоагрегатах типа «Т» на базе пара, который идет в отборы, вырабатывается теплофикационная мощность, а на потоке пара, поступающего в конденсатор, – конденсационная мощность. Наряду с энергетическими характеристиками, наиболее важным показателем теплофикационного турбоагрегата является теплоэлектрический коэффициент X_t , показывающий долю выработки электрической мощности (энергии) по теплофикационному циклу в общей выработке [17, 18]

$$X_t = \frac{P_t}{P_t + P_k} = \frac{E_t}{E_t + E_k}, \quad (8)$$

где E_t и E_k – электроэнергия, кВт·ч, вырабатываемая по теплофикационному циклу, при отпуске внешнему потребителю Q_r , ГДж, теплоты, и по конденсационному циклу. $P_k = P_e - P_t$ – энергетическая характеристика работы турбины в конденсационном режиме.

Количество условного топлива b_k , кг, на выработку электроэнергии в количестве 1 кВт·ч Q_1 составит при КПД получения электроэнергии в конденсационном цикле $\eta_e = 36\%$ [18, 19]

$$b_k = \frac{Q_1}{Q_f \eta_e} = \frac{3600}{29330 \cdot 0,36} = 0,341 \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (9)$$

где $Q_f = 29330$ кДж/кг – низшая теплота сгорания условного топлива, 1 кВт·ч соответствует 3600 кДж.

Количество условного топлива b_t на выработку электроэнергии при КПД получения электроэнергии в теплофикационном цикле $\eta_t = 76\%$ [18, 19]

$$b_t = \frac{Q_1}{Q_f \eta_t} = \frac{3600}{29330 \cdot 0,76} = 0,162 \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч}. \quad (10)$$

Удельный расход топлива на выработку электрической энергии b_t и теплоэлектрический коэффициент X_t – обратно пропорциональны, т.е. чем выше значение X_t , тем ниже удельный расход топлива b на выработку электрической и тепловой энергии, кг/(кВт·ч):

$$b = b_t X_t + b_k (1 - X_t). \quad (11)$$

Таким образом, удельные затраты на условное топливо, руб./Гкал, можно определить по формуле

$$S_f = \frac{4,187Z_f}{Q_z} \sum_{i=z_1}^{i=z_4} (e_i Q_i z_i b_i), \quad (12)$$

где e_i – удельная комбинированная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч, на 1 ГДж теплоты, отпущенной внешнему потребителю; Z_f – стоимость условного топлива, принимается 6 руб./кг; z – продолжительность каждого периода, сут.

Затраты S_f учитывают расход топлива на выработку как тепловой, так и электрической энергии и зависят от эффективности работы турбины по теплофикационному циклу.

$$e_i = 278 \frac{(T_0^m - T_s) \eta_{em}}{T_0^m - (T_0^m - T_s)}, \quad (13)$$

где T_0^m , T_s – средние температуры подвода и отвода теплоты в теплофикационном цикле, К, $\eta_{em} = 0,9$ – электромеханический КПД генератора, учитывающий механические потери от трения и электрические потери от вихревых токов. Размерный коэффициент в формуле (13) определяется из соотношения: 1 ГДж = 278 кВт·ч.

Для турбины Т-100/120-130-5М ($T_0^m = 616$ К) температура; T_s , К, принимается равной температуре насыщения при известном давлении пара в отборе P_t , МПа [18, 19]

$$T_s = 273 + 100^4 \sqrt{10P_t}. \quad (14)$$

Тепловая нагрузка в периоды z_1 и z_2 покрывается паром верхнего отопительного отбора с максимальным давлением $P_t = 0,24$ МПа, в период времени z_3 и z_4 – из нижнего отопительного отбора с давлением 0,06 МПа.

Используя зависимости (2), (7–14), были определены удельные затраты на топливо при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии. Полученные данные удельных затрат на условное топливо также представлены в табл. 3.

3.3. *Определение годовых затрат на перекачку теплоносителя.* Удельные годовые затраты на перекачку теплоносителя S_p , руб./Гкал, можно определить следующим образом:

$$S_p = \frac{1163C_p}{Q^m z}, \quad (15)$$

где C_p – затраты на привод насосов, руб. в течение года; Q^m – среднегодовой расход тепла, кВт; $z = 8760$ ч – число часов в году.

Затраты на привод насосов

$$C_p = E_p Z_e, \quad (16)$$

где E_p – годовой расход электроэнергии на привод насосов, кВт·ч, а Z_e – тариф на электроэнергию, принимался 2,8 руб./кВт·ч.

Годовой расход электроэнергии на привод насосов [20, 21]

$$E_p = \frac{G\Delta p z}{\eta_p} 10^{-3}, \quad (17)$$

где G – подача насоса, м³/с; $\Delta p = sG^2$ – перепад давлений, развиваемый насосами, Па, s – сопротивление сети, Па · с²/м⁶; z – число часов работы насосов в году; η_p – КПД насосной установки, принимался равным 0,65.

Сопротивление сети можно описать следующим уравнением [16, 20]

$$s = A_R (l + l_{eq}) \rho / D_{in}^{5,25}, \quad (18)$$

где коэффициент $A_R = 0,0894 k_{eq}^{0,25}$, м^{0,25} [16], $k_{eq} = 0,0005$ м – эквивалентная шероховатость; $l_{eq} = l a_1$ – эквивалентная длина местных сопротивлений, м, для магистральных тепловых сетей коэффициент, учитывающий местные сопротивления $a_1 = 0,3$; $(l + l_{eq})$ – суммарная длина подающего и обратного трубопроводов, м; ρ – плотность воды, кг/м³; D_{in} – внутренний диаметр трубопровода, м.

Совместное решение уравнений (17) и (18) дает [20, 21]

$$E_p = \frac{0,0894 k_{eq}^{0,25} (l + l_{eq})}{D_{in}^{5,25} \eta_p} \sum (G_i^3 \rho_i z_i) \cdot 10^{-3}, \quad (19)$$

где z_i – число часов работы системы теплоснабжения при расходах воды G_i , м³/с.

Используя рассчитанные расходы теплоносителя в теплосети в течение каждого интервала времени z_i , нетрудно определить удельные годовые затраты на перекачку теплоносителя для магистральной тепловой сети длиной l . Соответствующие данные приведены в табл. 3.

3.4. *Определение удельных годовых отчислений от стоимости тепловой сети.* Наконец, важным элементом расчета стоимости являются удельные годовые отчисления. Они складываются из капиталовложений в строительство участка теплосети и годовой нормы амортизации. Капиталовложения в строительство участка теплосети (руб.) определяются так:

$$K_{hs} = Z_{hs} 2l, \quad (20)$$

где $Z_{hs} = 85000$ руб./м удельная стоимость надземной прокладки трубопровода с изоляцией на низких опорах.

Годовая норма амортизации на реновацию составляет $A_r = 4,6$ %. Норматив отчислений на ремонт в процентах от капиталовложений в участок сети $R_r = 8,9$ %. Таким образом, удельные годовые отчисления от стоимости сети, руб./ГДж

$$S_p = \frac{1163 K_{hs} (A_r + R_r)}{100 Q^m z}. \quad (21)$$

Данные расчетов S_p для различных видов регулирования даны в табл. 3. Поскольку S_p , S_{hl} и S_r при одинаковой тепловой мощности зависят от длины теплосети, в табл. 3 приведены также значения этих величин для тепловой

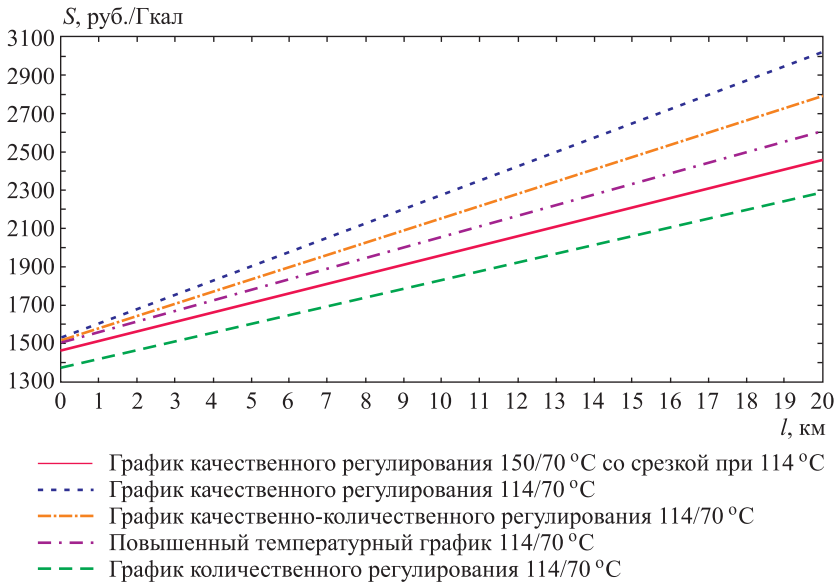


Рис. 6. Удельные годовые эксплуатационные затраты в зависимости от длины теплосети

сети произвольной длины, а на рис. 6 по формулам, приведенным в последней строке табл. 3, построены зависимости суммарных годовых эксплуатационных затрат на различные технико-экономические показатели для разных графиков регулирования и различной длины теплосети.

Как видно из рис. 6, переход на низкотемпературные графики теплоснабжения в большинстве случаев приведет к увеличению удельных эксплуатационных затрат, и соответственно к росту тарифов на тепловую энергию. Самым неэффективным является низкотемпературный качественный способ регулирования, в котором помимо значительного увеличения затрат, не будет обеспечиваться требуемая температура внутреннего воздуха помещений (см. [9]). Существенного снижения затрат можно добиться при количественном способе регулирования тепловой нагрузки, однако, в этом случае требуется полная автоматизация и гидравлическая увязка всех абонентских установок тепловой сети. Кроме того, затраты будут значительно отличаться в зависимости от длины теплосети. Так, для базового графика на рассматриваемом участке, длиной 5,7 км (см. рис. 1) удельные годовые эксплуатационные затраты составят 1747 руб./Гкал (см. табл. 3), приблизительно такими же будут затраты при длине теплосети 2,8 км для графика качественного регулирования 114/70 °C и 9,3 км – для графика количественного регулирования 114/70 °C. Таким образом можно оценить оптимальную степень централизации теплоснабжения для разных температурных графиков.

Заключение. Как показали расчеты, переход на низкотемпературные графики вызовет увеличение годовых эксплуатационных затрат по сравнению с применяемым в настоящее время графиком со срезкой. Только количественное регулирование тепловой нагрузки обеспечит снижение затрат при низкотемпературном теплоснабжении. В [20] также отмечается, что количественное регулирование тепловой нагрузки приводит к существенной годовой экономии на ТЭЦ за счет увеличения теплофикационной выработки

электроэнергии турбинами, снижения расхода топлива водогрейными котлами и потребления энергии на транспорт теплоносителя. В то же время переход на количественный способ центрального регулирования потребует переоборудования ТЭЦ, строительства дополнительных насосных станций и гидравлической увязки разветвленных тепловых сетей в связи с большим изменением расходов воды в теплосети, что может существенно повысить капитальные и эксплуатационные затраты на систему теплоснабжения. Эти затраты будут в значительной степени определяться протяженностью теплосети и рельефом местности, что требует отдельного технико-экономического обоснования для каждого конкретного случая.

П.В. Ротовым [20] был предложен комбинированный график, сочетающий отдельные диапазоны количественного способа регулирования в периоды z_1 и z_3 и качественного способа регулирования в период z_2 (см. рис. 5). В этом случае изменение расходов воды в теплосети будет меньше, чем при количественном способе регулирования, что позволит применять этот график и для протяженных тепловых сетей. На наш взгляд, такой график регулирования будет оптимальным как с точки зрения затрат в тепловые сети, так и обеспечения требуемого температурного режима помещений (см. также [11]).

Результаты расчета показали необходимость учета режимов работы системы теплоснабжения при расчете тепловых потерь через изоляционные конструкции трубопроводов, поскольку при изменении температурных графиков ориентация только на средние нормативные значения может привести к ошибке при формировании тарифа на тепловую энергию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Kharlamova T., Osipova K.* The state of modern heat power engineering and increasing the economic efficiency of heat supply // MATEC Web of Conferences. 2018. No. 245. 05002.
2. *Зейгарник Ю.А., Ротинев А.Г.* Рациональная структура вновь сооружаемых систем централизованного теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2008. Т. 55, № 11. С. 56–57.
3. *Detroja K.P., Gudi R.D., Patwardhan S.C.* Plant-wide detection and diagnosis using correspondence analysis // Control Engineering Practice. 2007. Vol. 15, Iss. 12. P. 1468–1483.
4. *Yiwen Jian, Yi Li, Zhaohui Liu, Rui Li.* Real operation pattern of district heating system and its heating effects // Procedia Engineering. 2015. Vol. 121. P. 1741–1748.
5. *Xiaofang Shan, Peng Wang, Panhong Ren, Hua Zhao.* The influence of central regulation methods upon annual heat loss in heating network // MATEC Web of Conferences. 2016. Vol. 54. 06004.
6. *Pieper H., Ommen T.S., Markussen W.B., Elmegaard B.* Optimal usage of low temperature sources to supply district heating by heat pumps // Proc. of ECOS 2017: 30th Intern. Conf. of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. San Diego, California, USA, 2–6 July 2017.
7. *Tokarev V.V., Novitsky N.N.* The method of adjustment of heat supply systems with the multistage temperature control at pumping stations // MATEC Web of Conferences: conference proceedings. Irkutsk, Russia: EDP Sciences, 2018. 02006.
8. *Tokarev V.V., Shalaginova Z.I.* Development of operating conditions of district heating systems with quality regulation // E3S Web of Conferences, Irkutsk, Russia: EDP Sciences, 2019. 03011.

9. Рафальская Т.А. Исследование возможности организации низкотемпературного теплоснабжения при центральном качественном регулировании // Теплоэнергетика. 2019. № 11. С. 102–112.
10. Рафальская Т.А. Уравнения температурных графиков режимов работы теплового пункта с двухступенчатой схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения // Научный журнал строительства и архитектуры. 2020. № 2. С. 29–41.
11. Рафальская Т.А., Мансуров А.Р., Мансурова И.Р. Исследование переменных режимов работы системы централизованного теплоснабжения при качественно-количественном регулировании // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура. 2019. Т. 10, № 2. С. 79–91.
12. Мелентьев Л.А. Теплофикация. Ч. I: Принципы развития и выбор основных параметров теплофикационных систем. М.; Л., 1944. 248 с.
13. Шифринсон Б.Л., Сафонов А.П. Теплофикация. Примеры расчетов и задачи. М.; Л., 1946. 194 с.
14. Шифринсон Б.Л., Хасилев В.Я. Сборник материалов научно-технической информации по теплоснабжению, отоплению и вентиляции. М., 1949. 186 с.
15. Манюк В.И., Каплинский Я.И., Хит Э.Б., Манюк А.И., Ильин В.К. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей. М.: Стройиздат, 1982. 215 с.
16. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Изд-во МЭИ, 2001. 472 с.
17. Зайцев Е.Д. Метод расчета удельных расходов топлива на различные виды энергии, отпускаемой ТЭЦ // Современные научные исследования и инновации. 2012. № 9. URL: <http://web.snauka.ru/issues/2012/09/16911> (дата обращения: 11.01.2021).
18. Сазанов Б.В., Ситас В.И. Промышленные теплоэнергетические установки и системы. М.: Изд. дом МЭИ, 2014. 275 с.
19. Данилов О.Л., Гаряев А.Б. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Изд. дом МЭИ, 2010. 424 с.
20. Ротов П.В. Совершенствование систем централизованного теплоснабжения, подключенных к ТЭЦ, путем разработки энергоэффективных технологий обеспечения нагрузок отопления и горячего водоснабжения: Дис... д-ра техн. наук. Ульяновск, 2015. 410 с.
21. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим обоснованиям ТЭС. М.: Высш. шк., 1982. 318 с.

Рафальская Татьяна Анатольевна, канд. техн. наук, доц.;

E-mail: rafalskaya.ta@yandex.ru

Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин),
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск

Рудяк Валерий Яковлевич, д-р физ.-мат. наук, проф.; E-mail: valery.rudyak@mail.ru

Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин),
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск

Филатова Татьяна Михайловна, студ.

Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)

Получено 02.03.2021

Rafalskaya Tatyana Anatolyevna, PhD, Ass. Professor; E-mail: rafalskaya.ta@yandex.ru
Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin), Institute
of Thermophysics named after S.S. Kutateladze SB RAS, Novosibirsk, Russia

Rudyak Valeriy Yakovlevich, DSc, Professor; E-mail: valery.rudyak@mail.ru

Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin), Institute of
Thermophysics named after S.S. Kutateladze SB RAS, Novosibirsk, Russia

Filatova Tatiana Mikhailovna, Student

Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin), Russia

SELECTION OF THE OPTIMUM TEMPERATURE GRAPH OF THE HEAT SUPPLY SYSTEM ON THE CONDITION OF THE MINIMUM OF ANNUAL OPERATING COSTS

The emerging trend towards the transition of district heating systems to qualitative, quantitative and quantitative control methods, as well as a decrease in the design parameters of the heat carrier requires to compare the annual operating costs for the production of heat and electric energy under these conditions. At the same time, the existing methods for calculating the thermal performance of heat supply systems were developed for a qualitative method of regulation, and only take into account the average values of the main characteristics. In this work, for variable operating modes of the heat supply system with different graphs of central regulation of the heat load, the annual operating costs are determined, taking into account the duration of the external air temperatures, costs and temperatures of water in the heat supply network. It is shown that the transition to low-temperature control graphs will lead to an increase in the specific annual operating costs. Cost reduction is possible only with quantitative regulation of the heat load; however, in this case, additional equipment is required to ensure the hydraulic stability of the heat supply network.

Key words: heat supply system, heat network, upper cut of temperature graph, central quality regulation, central quantitative regulation, minimum operating costs.

REFERENCES

1. *Kharlamova T., Osipova K.* The state of modern heat power engineering and increasing the economic efficiency of heat supply. MATEC Web of Conferences, 2018. No. 245. 05002.
2. *Zeygarnik Yu.A., Rotinov A.G.* Ratsional'naya struktura vnov' sooruzhaemykh sistem tsentralizovannogo teplosnabzheniya [Expedient arrangement of newly constructed systems for centralized heat supply]. Teploenergetika [Thermal Engineering]. 2008. Vol. 55, No. 11. Pp. 56–57. (in Russian)
3. *Detroja K.P., Gudi R.D., Patwardhan S.C.* Plant-wide detection and diagnosis using correspondence analysis. Control Engineering Practice. 2007. Vol. 15, Iss. 12. Pp. 1468–1483.
4. *Yiwen Jian, Yi Li, Zhaohui Liu, Rui Li.* Real operation pattern of district heating system and its heating effects. Procedia Engineering. 2015. Vol. 121. Pp. 1741–1748.
5. *Xiaofang Shan, Peng Wang, Panhong Ren and Hua Zhao.* The influence of central regulation methods upon annual heat loss in heating network. MATEC Web of Conferences. 2016. Vol. 54. 06004.
6. *Pieper H., Ommen T.S., Markussen W.B., Elmegaard B.* Optimal usage of low temperature sources to supply district heating by heat pumps. Proc. of ECOS 2017: 30th Intern. Conf. of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. San Diego, California, USA, 2–6 July 2017.
7. *Tokarev V.V., Novitsky N.N.* The method of adjustment of heat supply systems with the multistage temperature control at pumping stations. MATEC Web of Conferences: conference proceedings. Irkutsk, Russia: EDP Sciences, 2018. 02006.
8. *Tokarev V.V., Shalaginova Z.I.* Development of operating conditions of district heating systems with quality regulation. E3S Web of Conferences, Irkutsk, Russia: EDP Sciences, 2019. 03011.
9. *Rafalskaya T.A.* Issledovaniye vozmozhnosti organizatsii nizkotemperaturnogo teplosnabzheniya pri tsentral'nom kachestvennom regulirovanii [Investigating the Possibility of Using Low-Temperature Heat Supply with the Central Qualitative Regulation]. Teploenergetika [Thermal Engineering]. 2019. Vol. 66, No. 11. Pp. 858–867. (in Russian)

10. *Rafalskaya T.A.* Uravneniya temperaturnykh grafikov rezhimov raboty teplovogo punkta s dvukhstupenchatoy skhemoi prisoyedineniya podogrevateley goryachego vodosnabzheniya [Equations of temperature graphs of operation modes of a heating station with a two-step scheme of connection of hot water supply heaters]. *Nauchnyy zhurnal stroitel'stva i arkhitektury* [Scientific journal of construction and architecture]. 2020. No. 2. Pp. 29–41. (in Russian)
11. *Rafalskaya T.A., Mansurov A.R., Mansurova I.R.* Issledovaniye peremennykh rezhimov raboty sistemy tsentralizovannogo teplosnabzheniya pri kachestvenno-kolichestvennom regulirovani [Investigation of variable modes of centralized heat supply systems operation with qualitative and quantitative regulation]. *Vestnik PNIPU. Stroitel'stvo i arkhitektura* [PNRPU Bulletin. Construction and Architecture]. 2019. Vol. 10, No. 2. Pp. 79–91. (in Russian)
12. *Melent'ev L.A.* Teplofikatsiya. Chast' I: Printsipy razvitiya i vybor osnovnykh parametrov teplofikatsionnykh sistem [Heating. Part I: Principles of development and selection of the main parameters of heating systems]. Moscow, Leningrad, 1944. 248 p. (in Russian)
13. *Shifrinson B.L., Safonov A.P.* Teplofikatsiya. Primery raschetov i zadachi [Heating. Examples of calculations and tasks]. Moscow, Leningrad, 1946. 194 p. (in Russian)
14. *Shifrinson B.L., Khasilev V.Ya.* Sbornik materialov nauchno-tekhnicheskoy informatsii po teplosnabzheniyu, otopleniyu i ventilyatsii [Collection of materials of scientific and technical information on heat supply, heating and ventilation]. Moscow, 1949. 186 p. (in Russian)
15. *Manyuk V.I., Kaplinsky Ya.I., Hit E.B., Manyuk A.I., Ilyin V.K.* Spravochnik po naladke i ekspluatatsii vodyanykh teplovykh setey [Handbook for the adjustment and operation of water heating networks]. Moscow, Stroyizdat, 1982. 215 p. (in Russian)
16. *Sokolov E.Ya.* Teplofikatsiya i teplovye seti [Heating and heating networks]. Moscow, 2001. 472 p. (in Russian)
17. *Zaytsev E.D.* Metod rascheta udel'nykh raskhodov topliva na razlichnye vidy energii, otpuskayemoy TETs [Method for calculating specific fuel consumption for various types of energy supplied by CHPP]. *Sovremennyye nauchnye issledovaniya i innovatsii* [Modern scientific research and innovations]. 2012. No. 9. Available at: <http://web.snauka.ru/issues/2012/09/16911> (date of access: 01.11.2021). (in Russian)
18. *Sazanov B.V., Sitas V.I.* Promyshlennyye teploenergeticheskiye ustanovki i sistemy [Industrial heat power plants and systems]. Moscow, 2014. 275 p. (in Russian)
19. *Danilov O.L., Gariaev A.B. et al.* Energoberezheniye v teploenergetike i teplo-tekhnologiyakh [Energy saving in heat power engineering and heat technologies]. Moscow, 2010. 424 p. (in Russian)
20. *Rotov P.V.* Sovershenstvovaniye sistem tsentralizovannogo teplosnabzheniya, podklyuchennykh k TETs, putem razrabotki energoeffektivnykh tekhnologiy obespecheniya nagruzok otopleniya i goryachego vodosnabzheniya: Dis. d-ra tekhn. nauk [Improvement of centralized heat supply systems connected to CHP plants through the development of energy efficient technologies for ensuring loads of heating and hot water supply: Doctor's thesis]. Ulyanovsk, 2015. 410 p. (in Russian)
21. *Kachan A.D., Yakovlev B.V.* Spravochnoye posobiye po tekhniko-ekonomicheskim obosnovaniyam TES [A reference book on the feasibility studies of TPP]. Moscow, 1982. 318 p. (in Russian)