

О режимах регулирования отпуска теплоты

И.М. Сапрыкин, ООО ПНТК «Энергетические Технологии», Нижний Новгород

Введение

В системах теплоснабжения имеются весьма значительные резервы экономии теплоэнергетических ресурсов, в частности тепловой и электрической энергии.

В последнее время на рынке появилось много нового высокоэффективного оборудования и технологий, направленных на повышение комфортности проживания и экономичности систем теплоснабжения. Правильное применение новаций предъявляет высокие требования к инженерному корпусу. К сожалению, с инженерными кадрами происходит обратное явление: снижение численности квалифицированных специалистов в сфере теплоснабжения.

Для выявления и наилучшего использования резервов экономии необходимо, в том числе, знание законов регулирования отпуска теплоты. В технической литературе вопросам практического применения режимов регулирования отпуска теплоты не уделено должного внимания. В этой статье сделана попытка восполнить этот пробел, при этом предложен несколько иной подход к формированию основных уравнений, описывающих режимы регулирования отпуска теплоты, чем изложенные в технической литературе, например, [1].

Описание предлагаемых методик

Известно, что законы регулирования отопительных нагрузок зданий могут быть получены из системы трёх уравнений, описывающих тепловые потери здания через ограждающие конструкции, теплоотдачу нагревательных приборов в здании и транспорт теплоты по тепловым сетям. В безразмерном виде эта система уравнений выглядит следующим образом [2]:

$$q = \frac{p \times \Delta t / \Delta t_p - w}{1 - w_p}; \quad q = f \times \left(\frac{\Theta}{\Theta_p} \right)^{n+1}; \quad q = g \times \frac{\Delta \tau}{\Delta \tau_p},$$

где $\Delta t = t_e - t_n$ - текущая разность температур внутреннего и наружного воздуха; $\Delta t_p = t_e^p - t_n^p$ - расчётная разность температур воздуха; $\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2$ - текущая разность температур теплоносителя; $\Delta \tau_p = \tau_1^p - \tau_2^p$ - расчётная разность температур теплоносителя; $\Theta = (\tau_1 + \tau_2) / 2 - t_e$ - текущий температурный напор в отопительном приборе; $\Theta_p = (\tau_1^p + \tau_2^p) / 2 - t_e^p$ - расчётный температурный напор в отопительном приборе; τ_1, τ_2 - температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах; $p; f; g; w$ - безразмерные параметры; n - постоянная.

Отношение $\Delta t / \Delta t_p$ можно представить в виде

$$\Delta t / \Delta t_p = \frac{t_e - t_n}{t_e^p - t_n^p} = \frac{t_e^p - t_n}{t_e^p - t_n^p} \times \frac{t_e - t_n}{t_e^p - t_n^p} = \varphi \times q_o, \quad \text{где } \varphi = \frac{t_e^p - t_n}{t_e^p - t_n^p}; \quad q_o = \frac{t_e - t_n}{t_e^p - t_n^p}$$

где φ - текущая относительная отопительная тепловая нагрузка, q_o - обеспеченная относительная отопительная тепловая нагрузка (далее - обеспеченная тепловая нагрузка).

Обеспеченная тепловая нагрузка при оптимальном обеспечении отапливаемого здания тепловой энергией ($t_e = t_e^p$) принимает значение $q_o = 1$. Отклонение q_o от 1 свидетельствует о перетопе ($q_o > 1$) или недотопе ($q_o < 1$) здания.

Безразмерные параметры $p; f; g; w$ позволяют учитывать различные индивидуальные свойства объекта или целой однородной системы. Безразмерные параметры характеризуют отклонения системных констант от расчётных значений. Параметр p есть отношение фактических суммарных тепловых потерь ограждающими конструкциями здания к

расчетным. Проектное значение параметра $p=1$. При $p>1$ фактическая тепловая нагрузка здания превышает проектную, что характерно для старых изношенных зданий. При $p<1$ фактическая тепловая нагрузка здания меньше проектной - характерно для существующих и вновь утепленных зданий. Параметр f – отношение суммарной фактической поверхности отопительных приборов к расчетной. Проектное значение параметра $f=1$. При $f>1$ фактическая поверхность отопительных приборов превышает расчетную, что характерно для существующих зданий вновь утепленных или перепрофилированных. При $f<1$ фактическая поверхность отопительных приборов меньше расчетной, что также характерно для перепрофилированных зданий. Параметр g – отношение фактического расхода теплоносителя к расчётному. Проектное значение параметра $g=1$. Постоянство параметра $g=const$ характеризует качественное регулирование. Параметр w – отношение внутренних теплопоступлений к расчётной тепловой нагрузке через ограждающие конструкции здания.

В результате решения системы уравнений получают общие уравнения (1, 2), включающее все вышеназванные факторы, и описывающее стационарное состояние системы теплоснабжения.

$$t_n + \Delta t_p \times \varphi \times q_o + \frac{\Delta \tau_p}{2 \times g} \times \frac{p \times \varphi \times q_o - w}{1 - w_p} + \Theta_p \times \left[\frac{p \times \varphi \times q_o - w}{f \times (1 - w_p)} \right]^{\frac{1}{n+1}} - \tau_1 = 0 \quad (1)$$

$$t_n + \Delta t_p \times \varphi \times q_o - \frac{\Delta \tau_p}{2 \times g} \times \frac{p \times \varphi \times q_o - w}{1 - w_p} + \Theta_p \times \left[\frac{p \times \varphi \times q_o - w}{f \times (1 - w_p)} \right]^{\frac{1}{n+1}} - \tau_2 = 0 \quad (2)$$

Из уравнений (1, 2) могут быть получены частные уравнения (3, 4), описывающие проектные температурные режимы (графики) при $p=f=g=1$, $w=0$.

$$\tau_1 = t_e^p + \frac{\Delta \tau_p}{2} \times \varphi + \Theta_p \times \varphi^{\frac{1}{n+1}} = 0 \quad \tau_2 = t_e^p - \frac{\Delta \tau_p}{2} \times \varphi + \Theta_p \times \varphi^{\frac{1}{n+1}} = 0 \quad (3, 4)$$

При теплоснабжении от крупных теплоисточников с отпуском теплоты в виде перегретой воды с последующим снижением температуры с помощью смесительных насосов, элеваторов или теплообменников (ТО) уравнение для температурного режима в подающем трубопроводе примет вид:

$$\tau_{n1} = t_n + \Delta t_p \times \varphi \times q_o + (\tau_{n1}^p - \tau_{cp}^p) \times \frac{p \times \varphi \times q_o - w}{g \times (1 - w_p)} + \Theta_p \times \left[\frac{p \times \varphi \times q_o - w}{f \times (1 - w_p)} \right]^{\frac{1}{n+1}} \quad (5),$$

где τ_{n1}^p - расчётная температура теплоносителя в подающем трубопроводе теплоисточника, $\tau_{cp}^p = (\tau_1^p + \tau_2^p) / 2$.

Проектный температурный режим для подающего трубопровода получается подстановкой $p=f=g=1$, $w=0$.

$$\tau_{n1} = t_e^p + (\tau_{n1}^p - \tau_{cp}^p) \times \varphi + \Theta_p \times \varphi^{\frac{1}{n+1}} \quad (6)$$

Проектный температурный режим для обратного трубопровода определяется уравнением (4).

С помощью уравнений (1, 2, 5) можно решать различные практические задачи по тепловым режимам систем теплоснабжения и их наладке. При этом очень удобно пользоваться в расчётах параметром q_o , характеризующим качество теплоснабжения.

В [2] была предложена формула для определения q_o (в явном виде) при известных значениях температур τ_1 , τ_2 :

$$q_o = \frac{\tau_{cp} - t_n + \frac{\Theta_p \times w}{f \times K_o \times (1 - w_p)}}{\varphi \times \left[\Delta t_p + \frac{p \times \Theta_p}{f \times K_o \times (1 - w_p)} \right]} \quad (7),$$

где $K_o = \left(\frac{\tau_{cp} - t_g^p}{\Theta_p} \right)^n$.

Формула (7) предназначена, главным образом, для выполнения расчётов при наладке и последующем контроле режимов работы систем теплоснабжения.

В изложенной методике предполагается представление температурного напора, как разности среднеарифметической температуры теплоносителя в отопительном приборе и температуры воздуха в помещении. Также предполагается, что величина коэффициента теплопередачи (КТП) постоянна вдоль отопительного прибора $K = \text{const}$.

Следует отметить, что такое представление температурного напора является некоторым допущением. Сравнение методов с различными законами представления КТП: постоянным $K = \text{const}$ и переменным $K = \text{var}$ вдоль отопительного прибора, рассмотрено в [3]. Методика с $K = \text{const}$ показывает достаточную точность для практических расчётов в тех случаях, когда температуры теплоносителя существенно больше температуры внутреннего воздуха в помещении. В нерасчётных режимах, при малых температурных напорах и малых относительных расходах теплоносителя, вычисления по этой методике дают завышенные значения КТП отопительного прибора.

В системах теплоснабжения, в которых не производилась теплогидравлическая наладка, заключающаяся в установке сужающих устройств - дроссельных диафрагм - (весьма распространённый случай), но температура в подающем трубопроводе поддерживается в соответствии с утверждённым температурным графиком, у основной массы потребителей имеет место перерасход тепловой энергии в течение всего отопительного сезона. Величина перерасхода $q_o > 1$ может быть определена из уравнения (1) при фактическом относительном расходе g . Зависимость q_o и τ_2 от расхода теплоносителя, здесь и далее по тексту для температурного графика 95/70°C, расчетной температуры внутреннего воздуха 20°C и расчетной температуры наружного воздуха -31°C, приведена в таблице 1.

Таблица 1. Зависимость q_o и τ_2 от расхода теплоносителя (для температурного графика 95/70 °С, при $t_{рв} = 20$ °С, $t_{рн} = -31$ °С).

Фактический относительный расход теплоносителя g	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,5	3	3,5	4
Обеспеченная тепловая нагрузка q_o	1	1,019	1,033	1,043	1,052	1,058	1,071	1,080	1,086	1,090
Температура теплоносителя в обратном трубопроводе τ_2, °С	70	73,8	76,6	78,7	80,4	81,8	84,3	86	87,2	88,2
Фактическая температура внутреннего воздуха $t_{в}$, °С	20	21	21,7	22,2	22,7	23	23,6	24,1	24,4	24,6

Температура возвращаемого теплоносителя определена из уравнения (2) подстановкой полученного q_o , а усреднённая температура внутреннего воздуха: $t_g = t_n + \Delta t_p \times q_o$.

Из таблицы 1 следует, что перерасход теплоносителя кроме бесполезных потерь теплоты нарушает комфортные условия у потребителей - фактическая температура внутреннего воздуха выше расчётной.

При распределении теплоносителя от теплоисточника по тепловым сетям к потребителям из-за тепловых потерь трубопроводами тепловых сетей температуры теплоносителя в подающих трубопроводах потребителей оказываются ниже расчётного значения, причём у каждого потребителя оказывается «своя» температура $\tau_{1ф}$. Эта температура зависит от многих факторов, главными из которых являются протяжённость тепловых сетей, способ прокладки, диаметры трубопроводов и качество тепловой изоляции. Тогда даже при обеспечении расчётным расходом потребитель будет тем не менее испытывать недоотпуск теплоты. Величина недоотпуска $q_o < 1$ может быть определена из уравнения (1) путём подстановки $\tau_{1ф}$, $\varphi = 1$ и $g = 1$. Влияние «остывшего» теплоносителя в подающем трубопроводе на недоотпуск теплоты приведено в таблице 2.

Таблица 2. Влияние «остывшего» теплоносителя в подающем трубопроводе на недоотпуск теплоты.

Фактическая температура теплоносителя в подающем трубопроводе τ_1 , °С	95	94	93	92	91	90
Относительный расход теплоносителя g	1	1	1	1	1	1
Обеспеченная тепловая нагрузка q_o	1	0,991	0,982	0,974	0,965	0,956
Фактическая температура теплоносителя в обратном трубопроводе τ_2 , °С	70	69,2	68,4	67,7	66,9	66,1
Фактическая температура внутреннего воздуха t_b , °С	20	19,6	19,1	18,7	18,2	17,8

Для компенсации недоотпуска теплоты потребителям целесообразно вводить компенсационную надбавку к расходу теплоносителя. Эту надбавку надо вводить не огульно на теплоисточнике, а индивидуально каждому потребителю.

Современные программные средства позволяют при гидравлическом расчёте тепловых сетей получать значения температур теплоносителя в подающих трубопроводах потребителей с учётом потерь теплоты.

Компенсационная надбавка к расчётному расходу теплоносителя выражается формулой (множитель k_g), полученной из уравнения (1) при условии $\varphi=1$, $q_o=1$. $t_n=t_{np}$, $p=f=1$, $w_p=w=0$:

$$k_g = \frac{\Delta \tau_p}{2 \times \tau_1 - \tau_1^p - \tau_2^p} \quad (8)$$

При теплоснабжении от крупных теплоисточников с отпуском теплоты в виде перегретой воды компенсационная надбавка к расчётному расходу теплоносителя выражается формулой, полученной из уравнения (5) при условии $\varphi=1$, $q_o=1$. $t_n=t_{np}$, $p=1$, $w_p=w=0$:

$$k_g = \frac{\tau_{n1}^p - \tau_{cp}^p}{\tau_{n1} - \tau_{cp}} \quad (9)$$

Гидравлический расчёт трубопроводов тепловых сетей должен производиться с учётом компенсационных надбавок.

В таблице 3 приведены значения компенсационного расхода и температуры теплоносителя в обратном трубопроводе в зависимости от остывания теплоносителя в подающем трубопроводе.

Таблица 3. Значения компенсационного расхода и температуры теплоносителя в обратном трубопроводе в зависимости от остывания теплоносителя в подающем трубопроводе.

Фактическая температура теплоносителя в подающем трубопроводе τ_1 , °С	95	94,5	94	93,5	93	92,5	92
Компенсационный расход теплоносителя $k_g \times g$	1	1,04	1,09	1,14	1,19	1,25	1,32
Обеспеченная тепловая нагрузка q_o	1	1	1	1	1	1	1
Фактическая температура теплоносителя в обратном трубопроводе τ_2 , °С	70	70,5	71	71,5	72	72,5	73
Фактическая температура внутреннего воздуха t_b , °С	20	20	20	20	20	20	20

Из таблицы 3 видно, что возможности компенсации недоотпуска теплоты потребителям дополнительным расходом теплоносителя могут быть ограничены пропускной способностью трубопроводов тепловых сетей. Отсюда важно всемерно сокращать тепловые потери трубопроводами.

В системах теплоснабжения, в которых в процессе выполнения теплогидравлической наладки были установлены сужающие устройства, контроль за соблюдением режима возможно производить путём периодического измерения температур теплоносителя на вводных трубопроводах потребительских систем. В таблице 4 приведён фрагмент расчёта параметров по результатам измерения температур теплоносителя. Измерения температур

теплоносителя производились при температуре наружного воздуха -6°C ($\varphi=0,51$). Температура теплоносителя в подающем трубопроводе на котельной составляла $62,8^{\circ}\text{C}$ (3).

Таблица 4. Расчёт параметров по результатам измерения температур теплоносителя.

Наименование	τ_1	τ_2	q_o	g	t_b
Жилой дом №1	62,8	50,1	1,00	1,00	20,0
Жилой дом №2	62,0	50,9	1,00	1,15	20,0
Жилой дом №3	62,0	57,5	1,07	3,02	21,7
Жилой дом №4	62,0	42,5	0,92	0,60	17,8

Обеспеченная тепловая нагрузка q_o определялась по формуле (7), а относительный расход [2] по формуле:

$$g = \frac{\Delta\tau_p}{\tau_1 - \tau_2} \times \varphi \times q_o \quad (10)$$

Из таблицы 4 видно, что в целом во внутренней системе отопления (ВСО) жилого дома №1 расчётные параметры соблюдаются. В ВСО жилого дома №2 из-за сниженной температуры в подающем трубопроводе, $62,0^{\circ}\text{C}$ вместо $62,8^{\circ}\text{C}$ (тепловые потери в тепловой сети), благодаря увеличенному расходу $g=1,15$ (компенсационная надбавка) обеспеченная тепловая нагрузка $q_o=1$. В ВСО жилого дома №3 температура теплоносителя в обратном трубопроводе сильно завышена, обеспеченная тепловая нагрузка $q_o=1,07$ (1), расход теплоносителя (10) $g=3,02$ более чем трёхкратно превышает расчётный. Из этого можно сделать вывод о том, что дроссельная диафрагма либо демонтирована либо «рассверлена». В ВСО жилого дома №4 имеет место недоотпуск теплоты.

В [4] был предложен метод расчёта переменных режимов различных водоводяных противоточных ТО, содержащий уравнение (здесь уравнение 11), связывающее тепловой поток с четырьмя температурами теплоносителей на портах ТО при различных степенях чистоты теплопередающих поверхностей. Уравнение позволяет по одному известному расчетному режиму ТО рассчитать параметры теплоносителей для любого другого режима. Характеристики расчетного режима включают: тепловой поток, коэффициент теплопередачи (КТП), четыре температуры теплоносителей, степень чистоты.

$$(2 - K_p \times R_{cm} - \frac{1}{\beta_p}) \times \frac{\Omega}{\Omega_p} \times q^{1-m} + (\frac{1}{\beta} - 1 + K_p \times R_{cm}) \times q = \frac{\Delta t_L}{\Delta t_{Lp}} \quad (11),$$

где K_p – расчетный КТП; R_{cm} – термическое сопротивление стенки теплопередающих поверхностей; β_p, β – расчетная и фактическая степени чистоты поверхности теплообмена; q – относительный тепловой поток; $\Delta t_p, \Delta t_{Lp}$ – логарифмические разности температур, текущая и расчетная; Ω, Ω_p – температурные комплексы, текущий и расчетный.

Для пластинчатых ТО температурный комплекс будет выглядеть:

$$\Omega = \left[\frac{(\tau_{n1} - \tau_{n2})^m}{(\tau_{n1} + \tau_{n2})^u} + \frac{(\tau_1 - \tau_2)^m}{(\tau_1 + \tau_2)^u} \right] \times (\tau_{n1} + \tau_{n2} + \tau_1 + \tau_2)^{-y} \quad (12),$$

где τ_{n1}, τ_{n2} – температуры греющего теплоносителя на входе и выходе ТО; τ_1, τ_2 – температуры нагреваемого теплоносителя; $m=0,73$; $u=0,0572$; $y=0,234$.

Формула для температурного комплекса для кожухотрубных ТО приведена в [4].

Степень чистоты теплопередающих поверхностей β есть отношение КТП загрязненного ТО к расчетному КТП чистого ТО:

$$\beta = \frac{K_{нк}}{K_p} = \frac{1}{1 + K_p \times R_{нк}} \quad (13),$$

где $K_{нк}$ – КТП при наличии накипи; $R_{нк}$ – термическое сопротивление слоя накипи.

Для чистого ТО $R_{нк}=0$, $\beta=1$; для загрязненного накипью $R_{нк}>0$, $\beta<1$. Степень загрязнения ТО соответственно выражается как $1-\beta$. Коэффициент β выражается из (11):

$$\beta = \left[(1 - K_p \times R_{cm}) + \frac{\Delta t_L}{\Delta t_{Lp} \times q} - (2 - K_p \times R_{cm} - \frac{1}{\beta_p}) \times \frac{\Omega}{\Omega_p \times q^m} \right]^{-1} \quad (14)$$

С помощью уравнений (11, 14) можно решать различные встречающиеся в практике задачи, условия которых приведены в таблице 5.

Таблица 5. Практические задачи, решаемые с помощью предлагаемого метода.

Наименование параметра	Обозн.	Номер задачи									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тепловой поток	Q	?	?	?	+	+	+	+	+	+	+
Расход греющего теплоносителя	G ₁	?	+	+	?	?	+	+	+	+	+
Температура греющего теплоносителя на входе	τ _{н1}	+	+	?	?	+	?	+	+	+	+
Температура греющего теплоносителя на выходе	τ _{п2}	+	?	+	+	?	?	+	+	+	+
Расход нагреваемого теплоносителя	G ₂	?	+	+	+	+	+	?	?	+	+
Тем-ра нагреваемого теплоносителя на выходе	τ ₁	+	?	+	+	+	+	?	+	?	+
Тем-ра нагреваемого теплоносителя на входе	τ ₂	+	+	?	+	+	+	+	?	?	+
Степень чистоты поверхностей нагрева	β	+	+	+	+	+	+	+	+	+	?

Знаком «+» обозначены известные параметры, знаком «?» искомые параметры.

Несложная программа в Excel под названием «Поверочный расчёт теплообменников», содержащая решения упомянутых задач, размещена на сайте: www.Kotelna.org.ru.

При длительной эксплуатации ТО на теплопередающих поверхностях со временем образуются отложения накипи, снижающие степень чистоты ТО, и, соответственно, их теплопередающую способность. Причины образования отложений и некоторые способы борьбы с ними изложены в [5].

Частичная потеря теплопередающей способности отопительных ТО при длительной эксплуатации ограничивает возможность обеспечения тепловых нагрузок при низких температурах наружного воздуха. Поэтому эксплуатационному персоналу для планирования профилактических работ важно знать о состоянии отопительных ТО. Количественно это может выражаться через предельную (граничную) относительную тепловую нагрузку φ_{zp} или температуру наружного воздуха, при которой фактическая теплопередающая способность ТО будет исчерпана.

Математически решение задачи сводится к поиску φ_{zp} как функции β , которая получается из совместного решения трёх уравнений (3, 4, 11). В этом случае в уравнении (11) относительный тепловой поток q рассматривается как φ_{zp} . Смотреть рисунок 1.

Кривые на рисунке 1 показывают зависимости относительной тепловой нагрузки φ_{zp} , обеспечиваемой от двухконтурных водогрейных котельных с жаротрубными котлами при различных температурных перепадах греющего теплоносителя и с расчётными температурами сетевого контура 95/70°C. Граничная температура наружного воздуха, при которой фактическая теплопередающая способность ТО будет исчерпана, определяется из выражения: $t_n^{cp} = t_e^p - (t_e^p - t_n^p) \times \varphi_{zp}$.

Из результатов расчётов φ_{zp} как функции β проистекает следствие: чем меньше расчётный температурный напор Δt_{Lp} в ТО, тем этот ТО более устойчив к загрязнению или менее склонен к снижению теплопередающей способности при накипеобразовании.

Приведённые на рисунке 1 зависимости являются универсальными, так как не зависят от климатических зон (расчётных температур наружного воздуха для отопления t_n^p) и типов ТО (пластинчатые, кожухотрубные).

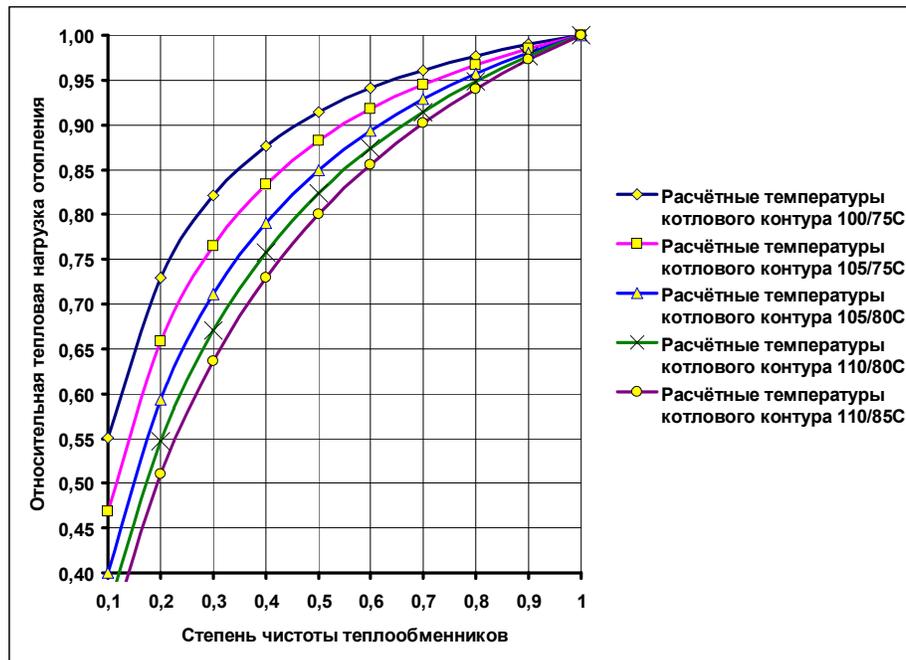


Рис. 1.

Сравнительные расчёты зависимости φ_{sp} от β для различных типов ТО: пластинчатых и кожухотрубных (с подачей греющего теплоносителя, как в трубки, так и в межтрубное пространство), показали сходимость результатов с точностью до 8%. Следует отметить, что кожухотрубные ТО в сравнении с пластинчатыми более устойчивы в сохранении теплопередающей способности при накипеобразовании.

Предложенное уравнение (11) существенно более точно описывает процессы теплопередачи, нежели уравнения, приводимые в [1]. В методике, изложенной в [1], в отличие от предложенной в [4], не учитываются теплофизические свойства греющей и нагреваемой воды, термические сопротивления стенок каналов или трубок и слоя накипи. Температурный напор представлен линейной среднеарифметической разностью температур, а не логарифмической. Относительный коэффициент теплопередачи ТО приближённо аппроксимируется выражением $K=(W_1 \times W_2)^{0,5}$, (где W_1 и W_2 тепловые эквиваленты расходов теплоносителей) удобным для расчётов, но не точным.

Примеры расчётов тепловых режимов с использованием предлагаемых методик.

Пример 1. На двухконтурной отопительной котельной с расчётными температурами котлового контура 110/80°C и с расчётными температурами сетевого контура 95/70°C установлен отопительный ТО с расчётными характеристиками: тепловой поток $Q_p=2000$ кВт; КТП $K_p=4500$ Вт/(м²×°C); площадь поверхности нагрева 27,1 м²; степень чистоты $\beta_p=1$.

После длительной эксплуатации ТО, в результате загрязнения теплопередающих поверхностей, возрос перепад давления на нагреваемой стороне и возросла температура греющего теплоносителя на выходе из ТО.

Для определения степени чистоты ТО в котельной были одновременно произведены измерения передаваемой тепловой мощности и четырёх температур на портах ТО: $Q_{изм}=850$ кВт; $\tau_{n1}=90,4$ °C; $\tau_{n2}=60,4$ °C; $\tau_1=56,8$ °C; $\tau_2=46,2$ °C. Температура наружного воздуха составляла -3°C. Фактическая степень чистоты ТО определена из (14) и составила $\beta=0,3$. Для чистого ТО при этом же режиме температура греющего теплоносителя на выходе из ТО должна быть $\tau_{n2}=46,6$ °C, а не $\tau_{n2}=60,4$ °C.

При фактической степени чистоты ТО $\beta=0,3$ для котельной предельная относительная тепловая нагрузка составила $\varphi_{sp}=0,67$, а граничная температура наружного воздуха составила для г. Нижнего Новгорода -14°C. К примеру, для других городов: Краснодар -6°C; Воркута -21°C и т.д.

Пример 2. Из уравнений проектных температурных режимов (3, 4) следует, что каждый потребитель, имеющий «нетиповые» расчётные параметры t_e , τ_1 , τ_2 , для обеспечения расчётного потребления теплоты должен иметь индивидуальный температурный режим.

Преобразование температурного режима теплоисточника в температурный режим потребителя должно производиться у потребителя в индивидуальном тепловом пункте (ИТП). Отсутствие ИТП, что часто имеет место, приводит к значительным потерям тепловой энергии и некомфортному теплоснабжению.

Например, на одном из металлургических заводов Нижегородской области в цехах применяется воздушное отопление $Q_p=2383$ кВт (годовой расход 4547 Гкал/год). Режим регулирования отпуска теплоты на теплоисточнике (заводской котельной), $t_{ep}=20^\circ\text{C}$, $\tau_1=115^\circ\text{C}$, $\tau_2=70^\circ\text{C}$, ориентирован на прилегающий к предприятию жилищно-коммунальный сектор. Режим регулирования отпуска теплоты для цеха $t_{ep}=16^\circ\text{C}$, $\tau_1=115^\circ\text{C}$, $\tau_2=70^\circ\text{C}$. Температурные режимы теплоносителя от котельной и цеха приведены на рис. 2. Кривые рассчитаны по уравнениям (3, 4), причём при расчёте температурного режима воздушного отопления постоянная $n=0$.

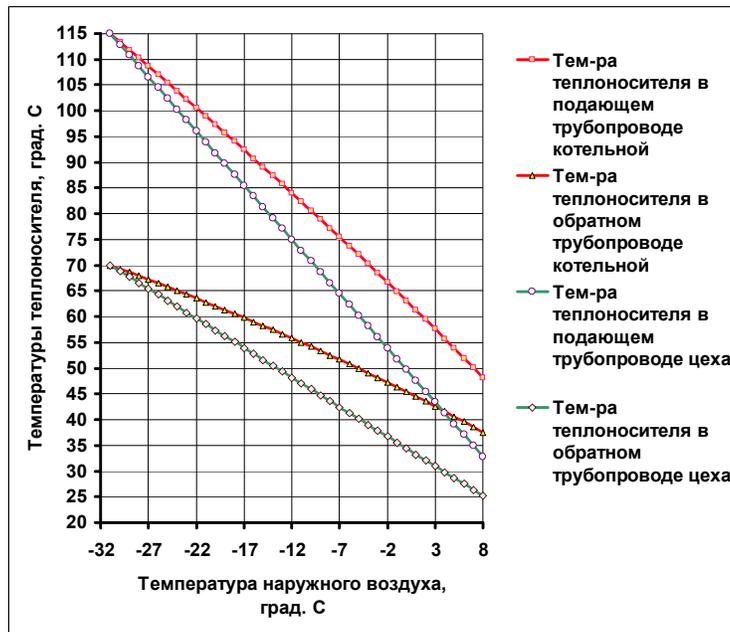


Рис. 2.

Из рисунка видно, что температурный режим котельной всегда выше температурного режима цеха, следовательно, цех перетопливается весь отопительный сезон. Расчёт перерасхода тепловой энергии в цехе сведён в таблицу 6.

Параметр q_0 получен из уравнения (1), где $p=f=g=1$, $w_p=w=0$. Перерасход тепловой энергии за отопительный период года только за счет отсутствия коррекции температурного графика составляет 22.9%.

Для экономии тепловой энергии в системе отопления цеха предлагается на вводных трубопроводах установить автоматизированный ИТП, преобразующий общезаводской температурный режим в температурный режим цеха.

Экономия тепловой энергии за счет снижения теплотребления при тепловыделениях в цехе и при снижении температуры воздуха в нерабочие часы, а также при стабилизации расхода теплоносителя в соответствии с расчетным значением дополнительно оценивается (исходя из практики) величиной порядка 15%.

Годовая экономия тепловой энергии с сохранением комфортных условий в цехе при внедрении ИТП должна составить около 38% или 1726 Гкал/год. Стоимость ИТП для цеха, включая проект, оборудование, монтаж и пуско-наладку составит порядка 900 тысяч рублей. Срок окупаемости ИТП для цеха при тарифе 600 руб/Гкал оказывается в пределах 2 лет.

Таблица 6. Расчёт перерасхода тепловой энергии в цехе.

t_n	h , час	Режим теплоисточника			Режимы потребителя							
		φ	τ_1	τ_2	φ	С ИТП		Без ИТП				
						τ_1	τ_2	q_0	$h \times q_0$	t_b	τ_2	
4	1675	0,314	48,65	40,80	0,255	36,17	29,79	1,388	2325	20,7	39,8	
-2,5	1324	0,441	57,99	46,96	0,394	47,10	37,26	1,220	1615	20,1	46,0	
-7,5	888	0,539	64,87	51,39	0,500	55,50	43,00	1,149	1020	19,5	50,5	
-12,5	606	0,637	71,55	55,62	0,661	63,90	48,74	1,100	667	18,9	54,9	
-17,5	349	0,735	78,06	59,68	0,713	72,31	54,49	1,064	371	18,1	59,1	
-22,5	163	0,833	84,43	63,60	0,819	80,71	60,23	1,036	169	17,4	63,2	
-27,5	83	0,931	90,69	67,40	0,926	89,12	65,98	1,013	84	16,6	67,2	
Итого	5088	Коэффициент перерасхода теплоты 6251/5088=1,229							6251			

Пример 3. При совместном отпуске тепловой энергии на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (ГВС) в двухтрубных тепловых сетях минимальная температура теплоносителя в подающем трубопроводе ограничивается значением не менее 60...70°C. При этом, естественно, при элеваторном или зависимом безэлеваторном подключении закон регулирования отопительной нагрузки нарушается и потребители перетапливаются. То же касается нелегитимной, так называемой, «верхней температурной срезки», когда максимальная температура теплоносителя в подающем трубопроводе вместо, например, 150°C ограничивается значением 130°C. Только в этом случае потребители недогреваются.

Таблица 7. Примеры расчета температурных срезов.

t_n	h , час	φ	$\tau_{н1}$	q_0	τ_1	τ_2	t_b	$h \times \varphi \times q_0$, час	$h \times \varphi$, час
«Нижняя температурная срезка»									
8	190	0,235	70,0	1,336	52,7	44,9	24,0	59,7	44,7
7	190	0,255	70,0	1,255	52,4	44,4	23,3	60,8	48,4
6	190	0,275	70,0	1,185	52,1	44,0	22,6	61,8	52,2
5	221	0,294	70,0	1,125	51,8	43,5	21,9	73,1	65,0
4	221	0,314	70,0	1,072	51,5	43,1	21,2	74,3	69,3
3	221	0,333	70,0	1,026	51,2	42,6	20,4	75,6	73,7
2	221	0,353	71,0	1,000	51,6	42,8	20,0	78,0	78,0
Годовой перерасход т/энергии $100 \times (483,3 - 431,3) / 2445 = 2,13\%$								483,3	431,3
«Верхняя температурная срезка»									
-22	37	0,824	129,1	1,000	83,8	63,2	20,0	30,5	30,5
-23	37	0,843	130,0	0,990	84,1	63,2	19,6	30,9	31,2
-24	37	0,863	130,0	0,974	83,8	62,8	18,9	31,1	31,9
-25	15	0,882	130,0	0,959	83,4	62,3	18,2	12,7	13,2
-26	15	0,902	130,0	0,945	83,1	61,8	17,5	12,8	13,5
-27	15	0,922	130,0	0,931	82,8	61,3	16,8	12,9	13,8
-28	15	0,941	130,0	0,918	82,5	60,9	16,1	13,0	14,1
-29	15	0,961	130,0	0,905	82,2	60,4	15,4	13,0	14,4
-30	11,5	0,980	130,0	0,893	81,8	59,9	14,7	10,1	11,3
-31	11,5	1,000	130,0	0,882	81,5	59,5	14,0	10,1	11,5
Годовой недоотпуск т/энергии $100 \times (177,0 - 185,5) / 2445 = -0,5\%$								177,0	185,5

Расчёты температурных режимов с различными нарушениями законов регулирования отопительной нагрузки выполняются в следующем порядке. Сначала определяется q_0 из уравнения (5) подстановкой $\tau_{н1} = \tau_{срез}$. Затем определяются с учётом q_0 температуры: τ_1 из (1), τ_2 из (2) и t_b : $t_b = t_n + \Delta t_p \times \varphi \times q_0$.

Примеры расчёта температурных срезов для условий г. Нижнего Новгорода, а также связанных с этим нарушений тепловых режимов, приведены в таблице 7.

Из таблицы 7 следует, что усреднённая температура воздуха в отапливаемых помещениях в обоих случаях недопустимо отклоняется от комфортного диапазона. Во втором случае в действительности столь глубокого снижения температуры воздуха в отапливаемых помещениях не происходит из-за использования населением других источников тепловой энергии (электрические нагреватели, дополнительное сжигание бытового газа). Последнее утверждение может быть подтверждено расчётом с учётом бытовых теплопоступлений $w > 0$.

Пример 4. Для случая независимого подключения потребительских систем расчёт температурного режима отпуска теплоты может производиться с помощью уравнений (3, 4, 11) задачи №5, 6. Например, для расчётных условий: греющий теплоноситель 150/80°C, но не ниже 70°C (при наличии нагрузки ГВС) в подающем трубопроводе, нагреваемый – 95/70°C, расчётные температуры воздуха: наружного -31°C, внутреннего 20°C – параметры теплоносителя в зависимости от ϕ приведены в таблице 8.

Таблица 8. Изменение параметров теплоносителя в зависимости от относительной нагрузки ϕ .

Относительная нагрузка	ϕ	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Номер задачи расчёта режима	№	5			6					
Тем-ра нагреваемого т/носителя на выходе	τ_1	39,7	47,5	55,0	62,1	69,0	75,7	82,3	88,7	95,0
Тем-ра нагреваемого т/носителя на входе	τ_2	34,7	40,1	45,0	49,6	54,0	58,2	62,3	66,2	70,0
Расход нагреваемого теплоносителя	g_2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Тем-ра греющего т/носителя на входе	$\tau_{п1}$	70,0	70,0	78,3	90,8	103,1	112,4	126,9	138,5	150,0
Тем-ра греющего т/носителя на выходе	$\tau_{п2}$	36,4	43,8	50,3	55,8	61,1	63,4	70,9	75,5	80,0
Расход греющего теплоносителя	g_1	0,42	0,80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Выводы

Предлагаются уравнения, описывающие законы регулирования отпуска тепловой энергии в системах теплоснабжения, а также, связанные с ними расчёты переменных режимов теплообменников.

Приводятся примеры решения практических задач, которые могут быть полезны при проектировании, наладке и эксплуатации систем теплоснабжения.

Литература

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. Москва. Издательство МЭИ. 2001.
2. Сапрыкин И.М. Метод контроля качества наладки в системах теплоснабжения. «Новости теплоснабжения», №1, 2004. С 21...26.
3. Сапрыкин И.М. О наладке и режимах систем отопления. «Новости теплоснабжения», №1, 2008. С 44...47.
4. Сапрыкин И.М. О поверочных расчётах теплообменников. «Новости теплоснабжения», №5, 2008. С 45...48.
5. Жаднов О.В. Пластинчатые теплообменники – дело тонкое. «Новости теплоснабжения», №3, 2005.