

## УПРАВЛЕНИЕ ОТОПЛЕНИЕМ ЗДАНИЙ ПРИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

С.В. Панферов<sup>1</sup>, В.И. Панферов<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия,

<sup>2</sup> Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», филиал в г. Челябинске, г. Челябинск, Россия

Рассмотрена задача управления температурным режимом здания за счет изменения расхода теплоносителя на его систему отопления при существенном снижении температуры воды в подающем теплопроводе. Предложено несколько вариантов решения этой задачи, в том числе и при условии съема потребителем с помощью имеющегося оборудования требуемого по погоде количества теплоты. Проанализированы некоторые предельные случаи теплоснабжения. Показано, что полученные результаты качественно согласуются с простыми физическими соображениями. При этом, как это и общепринято, объект теплоснабжения представляется эквивалентным отопительным прибором. Определен допустимый диапазон снижения температуры в подающем теплопроводе, при котором задача 100%-ного теплоснабжения еще может быть решена за счет увеличения расхода теплоносителя. Указано, что этот диапазон достаточно ограничен и зависит от температуры наружного воздуха вследствие зависимости от этой величины температуры теплоносителя в базовом режиме (применяется так называемый качественный метод регулирования процесса теплоснабжения). Показано, что диапазон снижения температуры теплоносителя в подающем теплопроводе может быть заметно увеличен, если допускается некоторое ухудшение качества теплоснабжения – количества доставляемой теплоты. Результаты работы могут быть использованы как при разработке режимов низкотемпературного теплоснабжения – графиков количественного регулирования отпуска теплоты (тепловой нагрузки), так и в составе алгоритмического обеспечения автоматизированных систем управления теплоснабжением и отоплением зданий.

*Ключевые слова:* управление расходом теплоносителя, режимы теплоснабжения, автоматизированные системы управления, эквивалентный отопительный прибор, допустимый диапазон снижения температуры, количественное регулирование тепловой нагрузки, алгоритмическое обеспечение.

Проблемам регулирования нагрузки систем теплоснабжения, построению графиков отпуска теплоты посвящено достаточно много работ [1–8]. Получены весьма важные и интересные для теории и практики результаты. Вместе с тем имеются и нерешенные вопросы, в частности, известна следующая подлежащая решению задача.

Энергоснабжающие организации, часто заметно снижая температуру теплоносителя в подающих магистралях тепловых сетей и нарушая, тем самым графики качественного регулирования отпуска теплоты [1–5], требуют от потребителей 100%-ной оплаты услуг теплоснабжения. Обосновывается последнее тем, что потребное количество теплоты якобы доставляется «расходом», однако при этом, как правило, не разъясняется, как и каким образом конкретно решается эта задача. В связи с этим весьма актуальным является вопрос о том, как следует изменять расход теплоносителя при существенном снижении его температуры с тем, чтобы задача теплоснабжения решалась должным образом, причем с помощью имеющегося оборудования. В данной работе рассматривается решение этой задачи.

**Первый вариант решения задачи.** Пусть требуется найти такой расход теплоносителя, при котором поток теплоты у потребителя (количество теплоты, переносимое через поперечное сечение теплопровода в единицу времени) будет одним и тем же, как при температуре теплоносителя  $t$ , так и при его температуре  $(t + \Delta t)$ .

Нетрудно видеть, что для этого должно выполняться следующее соотношение:

$$G \cdot t = (G + \Delta G) \cdot (t + \Delta t), \quad (1)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, а  $\Delta G$  – его приращение. Поэтому новый расход должен вычисляться по формуле

$$(G + \Delta G) = \frac{G \cdot t}{(t + \Delta t)} = G \cdot \frac{1}{(1 + \Delta t / t)}. \quad (2)$$

Далее заметим, что из соотношения (2) следует, что относительное изменение расхода  $\frac{\Delta G}{G}$  и обуславливающее его относительное изменение температуры теплоносителя  $\frac{\Delta t}{t}$  будут связаны уравнением

$$\frac{\Delta G}{G} = -\frac{\Delta t/t}{(1+\Delta t/t)} \quad (3)$$

Анализируя знаменатель формулы (3), несложно заметить, что при отрицательном значении  $\frac{\Delta t}{t}$  (температура теплоносителя снижается) его предельное значение будет равно  $-1$ , это когда температура теплоносителя якобы будет снижена до  $0^\circ\text{C}$  и  $\Delta t = -t$ . Поэтому предельное значение относительного изменения расхода будет равно

$$\lim_{\frac{\Delta t}{t} \rightarrow -1} \frac{\Delta G}{G} = \infty, \text{ т. е. расход теплоносителя должен}$$

быть увеличен до  $\infty$ . Конечно, в реальных условиях температура теплоносителя может быть снижена только до определенного зависящего от технологических условий значения.

На рис. 1 приведен график зависимости (3) в процентном исчислении.

Как видно из рис. 1, при увеличении температуры теплоносителя его расход должен быть снижен, в частности, при 100%-ном увеличении – на 50%. Наоборот, при уменьшении температуры прямой воды ее расход необходимо повышать. При этом следует иметь в виду, что новый расход  $(G + \Delta G)$  в общем случае является функцией температуры наружного воздуха  $t_H$ , так как температура теплоносителя  $t$  в формуле (2) зависит от  $t_H$ , т. е. численное значение  $t$  определяется известным образом по температурным графикам теплоснабжения [1–5]. Поэтому в общем случае при разных температурах наружного воздуха  $t_H$  требуется разное приращение расхода теплоноси-

теля  $\Delta G$ . Только если  $\frac{\Delta t}{t} = \text{const}$  во всем диапазоне изменения наружных температур, то будет и  $\Delta G = \text{const}$ , если, конечно, при этом в исходном режиме применялось качественное регулирование отпуска теплоты, т. е. расход теплоносителя в любом случае был постоянным.

**Второй вариант решения задачи.** Постановка первого варианта задачи достаточно идеализирована, в частности, не учитывается существующее на практике ограничение на температуру обратной воды, например, всем известно, что недопустимо замерзание теплоносителя в теплопроводе. Поэтому решим ту же задачу, но только при условии, что температура обратной воды  $t_{\text{ОБР}} = \text{const}$  при любом режиме теплоснабжения и равна при этом своему минимально допустимому значению. Такое требование, как известно, способствует повышению экономичности работы систем теплоснабжения. В этом случае должно выполняться следующее соотношение:

$$G(t - t_{\text{ОБР}}) = (G + \Delta G) \cdot (t + \Delta t - t_{\text{ОБР}}) \quad (4)$$

В связи с этим новый расход должен вычисляться по формуле

$$(G + \Delta G) = G \cdot \frac{1 - t_{\text{ОБР}}/t}{(1 + \Delta t/t - t_{\text{ОБР}}/t)} \quad (5)$$

Нетрудно видеть, что в данном случае должно быть  $(t_{\text{ОБР}} - t) \leq \Delta t \leq 0$ , поэтому предельное значение  $\Delta t$  равно  $(t_{\text{ОБР}} - t)$ . Вследствие этого из формулы (5), в частности, следует, что при  $\Delta t \rightarrow (t_{\text{ОБР}} - t)$   $(G + \Delta G) \rightarrow \infty$ , данный результат согласуется с простыми физическими соображениями. В самом деле, в этом предельном случае температура воды как в подающем, так и в обратном теплопроводах должна быть практически од-

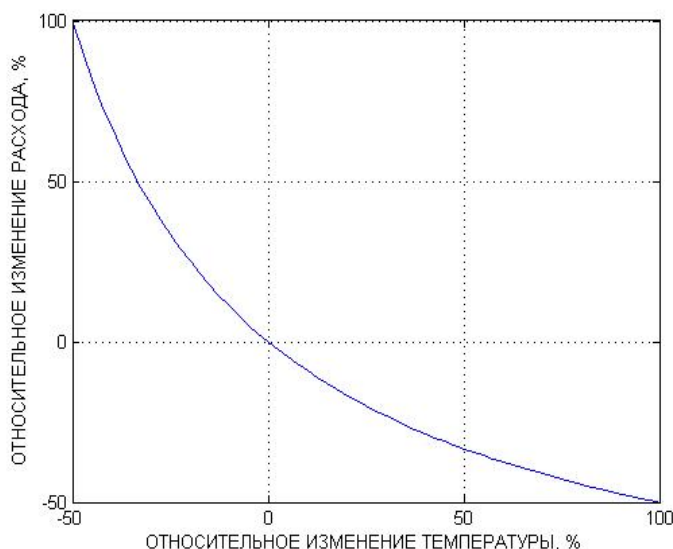


Рис. 1. Зависимость относительного изменения расхода теплоносителя от относительного изменения его температуры

ной и той же и равной  $t_{\text{ОБР}} = \text{const}$ , т. е. съём теплоты с теплоносителя стремится к нулю, а поэтому его расход должен стремиться к  $\infty$ .

Из (5) следует, что формула для относительного изменения расхода  $\frac{\Delta G}{G}$  будет иметь вид

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{-\Delta t / t}{(1 + \Delta t / t - t_{\text{ОБР}} / t)} \quad (6)$$

График данной зависимости для  $t = 150^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{ОБР}} = 30^\circ\text{C}$  приведен на рис. 2.

Из рис. 1, 2 видно, что при прочих равных условиях ограничение на температуру обратной воды приводит к необходимости увеличения расхода теплоносителя на большую величину, чем при отсутствии такого ограничения.

**Третий вариант решения задачи.** При управлении отоплением зданий в первую очередь важно, чтобы теплообменное оборудование потребителя «сняло» с теплоносителя нужное по погоде количество теплоты. Только при таком условии в здании будет поддерживаться требуемая температура внутреннего воздуха. Поэтому выясним, как должен изменяться расход теплоносителя в данной постановке, при этом систему отопления потребителя, как это уже принято, будем представлять эквивалентным отопительным прибором [4, 5, 9–11].

Таким образом, будем искать для новой температуры теплоносителя  $(t + \Delta t)$  новый расход  $(G + \Delta G)$ , исходя из следующего соотношения [4, 5, 12]:

$$\frac{kF(t - t_B)}{1 + kF / (2cG)} = \frac{kF(t + \Delta t - t_B)}{1 + kF / [2c(G + \Delta G)]}, \quad (7)$$

где  $t_B$  – температура внутреннего воздуха объекта теплоснабжения,  $kF$  – произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности теплообмена эквивалентного отопительного прибора [4, 5, 9–11],  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя.

Соотношение (7) означает, что тепловой поток эквивалентного отопительного прибора как при прежнем расходе теплоносителя и при прежней его температуре, так и при новом расходе теплоносителя и при новой его температуре должен быть одним и тем же.

Выполнив некоторые преобразования, получим, что

$$(G + \Delta G) = \frac{kF(t - t_B)}{2c\Delta t + kF(t + \Delta t - t_B) / G} \quad (8)$$

При этом формула для относительного изменения расхода  $\frac{\Delta G}{G}$  будет иметь вид

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{-\Delta t / t - (kF) / (2cG) \cdot \Delta t / t}{\Delta t / t + (kF) / (2cG) \cdot (1 + \Delta t / t - t_B / t)} \quad (9)$$

Формула (8) указывает, каким должен быть новый расход теплоносителя  $(G + \Delta G)$  при снижении его температуры  $t$  на величину  $\Delta t$ .

По условию физической реализуемости из соотношения (7) следует, что поскольку при низкотемпературном теплоснабжении  $\Delta t < 0$ , то должно быть  $\Delta G > 0$ . Числитель формулы (9) величина положительная, поэтому ее знаменатель тоже должен быть положительной величиной, т. е.

$$\Delta t / t + (kF) / (2cG) \cdot (1 + \Delta t / t - t_B / t) > 0. \quad (10)$$

Отсюда получаем, что при снижении темпе-

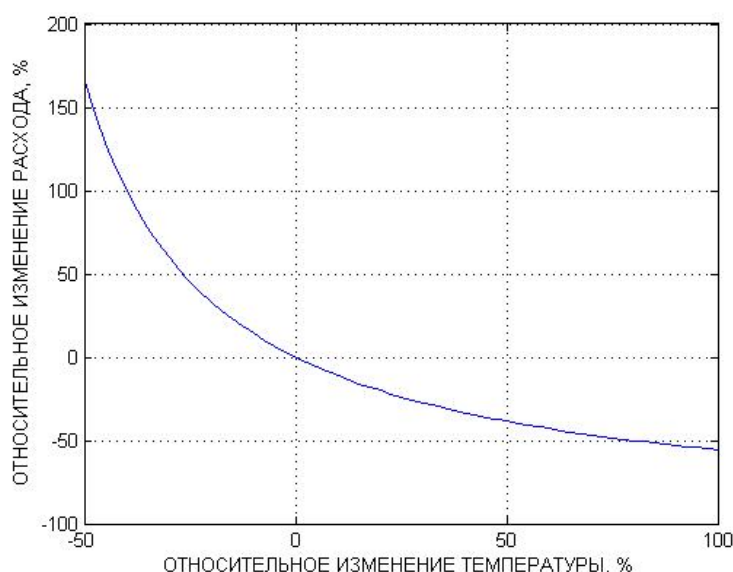


Рис. 2. Зависимость относительного изменения расхода теплоносителя от относительного изменения его температуры при постоянной температуре обратной воды

ратуры теплоносителя величина  $\Delta t$  должна удовлетворять следующему неравенству [12]:

$$\Delta t > -\frac{(t - t_B)}{[1 + (2cG)/(kF)]}. \quad (11)$$

Таким образом, потребное количество теплоты можно «снять» с теплоносителя только в том случае, если выполняется неравенство (11). При этом отметим, что если  $\Delta t$  будет равно величине, указанной в правой части неравенства (11), то функция (9) будет иметь разрыв 2-го рода, поскольку  $\frac{\Delta G}{G} \rightarrow \infty$  при  $\Delta t \rightarrow -\frac{(t - t_B)}{[1 + (2cG)/(kF)]} + 0$ .

Слева от точки разрыва формулами (8) и (9) по условию физической реализуемости пользоваться нельзя.

На рис. 3 приведен график зависимости, указанной формулой (9), для  $t = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_B = 18^\circ\text{C}$  и  $(kF)/(2cG) = 0,1938$ . В этом случае должно быть  $\Delta t > -21,43^\circ\text{C}$ .

Как видно из рис. 3, снижение температуры теплоносителя в данном случае требует весьма существенного увеличения его расхода, так, например, при снижении температуры всего лишь на  $10^\circ\text{C}$  расход теплоносителя должен быть увеличен более, чем на 87%. Только в этом случае потребитель с его теплоиспользующим оборудованием получит должное количество теплоты.

Если обозначить температуру обратной воды для первого режима теплоснабжения как  $t_{\text{ОБР1}}$ , а для второго режима как  $t_{\text{ОБР2}}$ , то нетрудно видеть, что должно выполняться следующее соотношение:

$$G \cdot (t - t_{\text{ОБР1}}) = (G + \Delta G) \cdot (t + \Delta t - t_{\text{ОБР2}}). \quad (12)$$

Из данной формулы следует, что

$$(t + \Delta t - t_{\text{ОБР2}}) = \frac{G}{G + \Delta G} \cdot (t - t_{\text{ОБР1}}). \quad (13)$$

Так как в данном случае  $\frac{G}{G + \Delta G} \leq 1$ , то из соотношения (13) вытекает, что  $(t + \Delta t - t_{\text{ОБР2}}) \leq (t - t_{\text{ОБР1}})$ , т. е. уменьшение температуры теплоносителя обуславливает как увеличение его расхода, так и снижение разности температур прямой и обратной воды.

Из формулы (12) следует, что

$$t_{\text{ОБР2}} = (t + \Delta t) - \frac{G}{G + \Delta G} \cdot (t - t_{\text{ОБР1}}). \quad (14)$$

Поэтому

$$t_{\text{ОБР1}} - t_{\text{ОБР2}} = \frac{\Delta G}{G + \Delta G} \cdot (t_{\text{ОБР1}} - t) - \Delta t. \quad (15)$$

Так как  $(t_{\text{ОБР1}} - t) < 0$  и  $\Delta t < 0$  при низкотемпературном теплоснабжении, то из (15) следует, что  $(t_{\text{ОБР1}} - t_{\text{ОБР2}})$  может быть как больше, так и меньше нуля, т. е. температура обратной воды во втором – низкотемпературном режиме может быть как больше, так и меньше температуры обратной воды в первом (базовом) режиме теплоснабжения.

Известно, что мощность теплообменного оборудования (тепловой поток) абонента можно описать и следующей формулой [4, 5, 9–11]:

$$W_{\text{АБ}} = \frac{kF(t_{\text{ОБР1}} - t_B)}{1 - kF/(2cG)} = \frac{kF(t_{\text{ОБР2}} - t_B)}{1 - kF/[2c(G + \Delta G)]}. \quad (16)$$

Причем также известно, что в рабочем диапазоне  $(kF)/(2cG) < 1$ , поэтому оба знаменателя в соотношении (16) положительны, следовательно (учитывая, что  $W_{\text{АБ}} > 0$ ), в обоих режимах

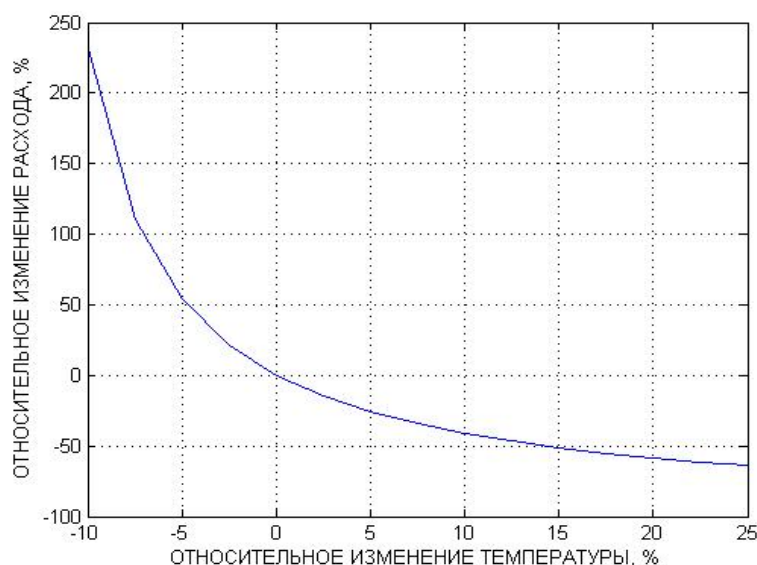


Рис. 3. Зависимость относительного изменения расхода теплоносителя от относительного изменения его температуры при учете характеристик теплообменного оборудования потребителя

$t_{\text{ОБР1}} > t_{\text{В}}$  и  $t_{\text{ОБР2}} > t_{\text{В}}$ , что согласуется с простыми физическими рассуждениями, а поэтому подтверждает справедливость и физическую реализуемость вышеприведенных результатов.

**Четвертый вариант решения задачи.** Неравенство (11) определяет предельное значение  $\Delta t$ , при котором с теплоносителя расходом еще можно «снять» требуемое количество теплоты. Это значение невелико, например, при  $t = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{В}} = 18^\circ\text{C}$  и  $(kF)/(2cG) = 0,1938$  должно быть  $\Delta t > -21,43^\circ\text{C}$ . Практика, как правило, допускает возможность некоторого ухудшения качества теплоснабжения [13–15], т. е. некоторого уменьшения количества доставляемой теплоты по сравнению с тем, что требуется по погоде. Понятно, что это вызывает некоторое снижение температуры внутреннего воздуха зданий. Поэтому будем считать, что при низкотемпературном теплоснабжении потребляемая теплота может составлять определенную долю  $\varphi$  от теплоты базового режима, понятно, что  $0 \leq \varphi \leq 1$ .

В связи с этим будем искать новый расход  $(G + \Delta G)$  для новой температуры теплоносителя  $(t + \Delta t)$ , исходя из следующего соотношения:

$$\varphi \cdot \frac{kF(t - t_{\text{В}})}{1 + kF/(2cG)} = \frac{kF(t + \Delta t - t_{\text{В}})}{1 + kF/[2c(G + \Delta G)]}, \quad (17)$$

Выполнив некоторые преобразования, получим, что

$$(G + \Delta G) = \frac{\varphi kF(t - t_{\text{В}})}{2c[(1 + \frac{kF}{2cG}) \cdot (t + \Delta t - t_{\text{В}}) - \varphi \cdot (t - t_{\text{В}})]}. \quad (18)$$

При этом величина  $\Delta t$  должна удовлетворять следующему неравенству:

$$\Delta t > - \frac{(t - t_{\text{В}}) \cdot [1 + (2cG)/(kF) \cdot (1 - \varphi)]}{[1 + (2cG)/(kF)]}. \quad (19)$$

Сравнивая неравенства (11) и (19), заключаем, что предельное значение  $\Delta t$  увеличилось, в частности, для  $t = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{В}} = 18^\circ\text{C}$ ,  $(kF)/(2cG) = 0,1938$  и  $\varphi = 0,8$  должно быть  $\Delta t > -43,55^\circ\text{C}$ .

В данном случае в правой и левой частях уравнения (17) использовалось одно и то же значение  $t_{\text{В}}$ . Таким образом, в данном варианте решения задачи теплоснабжения считалось, что некоторое снижение температуры внутреннего воздуха, которое будет иметь место, мало влияет на получаемый ответ. В самом деле, вряд ли можно ожидать, что величина  $(t + \Delta t - t_{\text{В}})$  изменится достаточно существенно из-за уменьшения  $t_{\text{В}}$  [14]. Более того, необходимо иметь в виду,

что из-за снижения  $t_{\text{В}}$  действительное значение этой величины будет несколько больше принимаемого в формуле (17) значения, поэтому фактическая теплоотдача системы отопления тоже будет чуть выше, чем это предполагается при решении задачи.

Тем не менее, если решать данный вариант задачи достаточно скрупулезно, то можно определить, что новую – сниженную температуру внутреннего воздуха  $t_{\text{В}}^{\text{H}}$  можно вычислить по уравнению

$$t_{\text{В}}^{\text{H}} = t_{\text{Н}} + \varphi \cdot \frac{kF(t - t_{\text{В}})}{1 + kF/(2cG)} \cdot \frac{1}{q_{\text{V}}V}, \quad (20)$$

где  $q_{\text{V}}$  – усредненная удельная тепловая характеристика зданий района,  $V$  – их общий объем,  $t_{\text{Н}}$  – температура наружного воздуха. Новый расход при этом следует вычислять по уравнению

$$(G + \Delta G) = \frac{\varphi kF(t - t_{\text{В}})}{2c[(1 + \frac{kF}{2cG}) \cdot (t + \Delta t - t_{\text{Н}}) - \varphi \cdot (t - t_{\text{В}}) \cdot (1 + \frac{kF}{q_{\text{V}}V})]}. \quad (21)$$

Таким образом, подчеркнем, что допустимый диапазон снижения температуры теплоносителя, при котором потребителю в точности доставляется требуемое по погоде количество теплоты ( $t$  базового режима является функцией температуры наружного воздуха  $t_{\text{Н}}$ ), весьма ограничен. Если  $\Delta t$  снижается на большую величину, то имеет место снижение качества теплоснабжения – потребителю может быть доставлено только меньшее количество теплоты.

Кроме того, заметим также, что эквивалентным отопительным прибором допустимо представлять не только отдельное здание, но и целый микрорайон теплоснабжения [14].

### Выводы

Приведены решения четырех вариантов задачи управления расходом теплоносителя при снижении его температуры в подающей магистрали. Установлено, что допустимый диапазон снижения температуры теплоносителя, при котором потребителю в точности доставляется требуемое по погоде количество теплоты, достаточно ограничен. Показано, что этот диапазон зависит от температуры наружного воздуха, так как температура теплоносителя в базовом режиме зависит от этой величины. Если температура снижается на большую величину, то имеет место уменьшение качества теплоснабжения, потребителю может быть доставлено только меньшее количество теплоты – доля от теплоты базового режима.

## Литература

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.
2. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения». – 2007. – 164 с.
3. О температурном графике теплофикационных систем городов / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, М.А. Ротова, В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. – № 6. – С. 39–42.
4. Панферов, В.И. Об особенностях вывода уравнений регулирования систем централизованного теплоснабжения / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2016. – Т. 16, № 1. – С. 21–30. DOI: 10.14529/ctcr160102.
5. Панферов, В.И. О некоторых решениях проблемы управления централизованным теплоснабжением / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Труды Академэнерго. – 2016. – № 2. – С. 95–108.
6. Сканава, А.Н. Отопление: Учебник / А.Н. Сканава, Л.М. Махов. – М.: Изд-во АСВ, 2002. – 576 с.
7. Яушовец, Р. Гидравлика – сердце водяного отопления: пер. с нем. / Р. Яушовец. – Вена: Изд-во Герц Арматурен ГмБх, 2005. – 199 с.
8. Тиатор, И. Отопительные системы / И. Тиатор; пер. с нем. Т.Н. Зазаевой. – М.: Изд-во ТЕХНОСФЕРА ЕВРОКЛИМАТ. – 2006. – 271 с.
9. Панферов, В.И. Динамическая модель отопительных приборов и систем / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2015. – Т. 15, № 2. – С. 75–82. DOI: 10.14529/ctcr150208
10. Панферов, С.В. Об одном решении задачи построения общей модели теплового режима здания и его системы отопления / С.В. Панферов, Н.А. Тренин, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2017. – Т. 17, № 3. – С. 24–33. DOI: 10.14529/ctcr170303.
11. Панферов, С.В. К решению задачи моделирования отопительных приборов и систем / С.В. Панферов, В.И. Панферов // Журнал управление инвестициями и инновациями. – 2018. – № 1. – С. 99–105. DOI: 10.14529/iimj180115
12. Panferov, V.I. The Heat Carrier Flow Control in Heat Transport Systems / V.I. Panferov, S.V. Panferov // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2016. – Т. 16, № 3. – С. 32–39. DOI: 10.14529/ctcr160304.
13. Dounis, A.I. Advanced control systems engineering for energy and comfort management in a building environment. A review / A.I. Dounis, C. Caraiscos // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2009. – No. 13. – P. 1246–1261.
14. Панферов, В.И. Управление температурой и расходом теплоносителя в тепловых сетях / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей // Энергосбережение и водоподготовка. – 2016. – № 5(103). – С. 66–69.
15. Maximum and design hot water loads in district heating substations / L. Arvastson, S. Frederiksen, T.I. Hoel et al. // 5th International Symposium on Automation of District Heating Systems, 20–23 August 1995, Otaniemi, Espoo, Finland.

**Панферов Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры градостроительства, инженерных сетей и систем, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск).

**Панферов Владимир Иванович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры информационно-аналитического обеспечения управления в социальных и экономических системах, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), профессор кафедры авиационных комплексов и конструкций летательных аппаратов, Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», филиал в г. Челябинске (Челябинск); tgsiv@mail.ru.

Поступила в редакцию 18 июня 2018 г.

## HEATING MANAGEMENT FOR BUILDINGS WITH LOW-TEMPERATURE MODES OF HEAT SUPPLY

S.V. Panferov<sup>1</sup>

V.I. Panferov<sup>1,2</sup>, tgsiv@mail.ru

<sup>1</sup> South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

<sup>2</sup> Russian Air Force Military Educational and Scientific Center "Air Force Academy named after Professor N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin", Chelyabinsk branch, Chelyabinsk, Russian Federation

The problem of temperature control of a building is considered due to a change in the coolant flow rate to its heating system with a significant decrease in the temperature of the water in the supply heat pipe. Several variants of the solution of this problem have been proposed, including under the condition that the consumer, using the available equipment, removes the amount of heat required by the weather. Some extreme cases of heat supply are analyzed. It is shown that the results obtained are qualitatively consistent with simple physical considerations. At the same time, as it is generally accepted, the heat supply object is represented by an equivalent heating device. The permissible range of temperature drop in the supplying heat pipe is determined, at which the task of 100% heat supply can still be solved by increasing the coolant flow rate. It is indicated that this range is rather limited and depends on the outside air temperature due to the dependence on this value of the coolant temperature in the basic mode (the so-called qualitative method for regulating the heat supply process is used). It is shown that the range of the coolant temperature decrease in the supplying heat pipe can be significantly increased if a certain deterioration in the quality of heat supply is possible - the amount of heat delivered. The results of the work can be used both in the development of low-temperature heat supply regimes - schedules for the quantitative regulation of heat release (heat load), as well as in the algorithmic support of automated control systems for heat supply and heating of buildings.

*Keywords: flow rate control, heat supply modes, automated control systems, equivalent heating device, allowable range of temperature reduction, quantity regulation of heat load, algorithmic support.*

### References

1. Sokolov E. YA. *Teplofikatsiya i teplovyye seti: uchebnik dlya vuzov* [District Heating and Heat Networks: the Textbook for High Schools]. Moscow, MEI Publ., 1999. 472 p.
2. Sharapov V.I., Rotov P.V. *Regulirovaniye nagruzki sistem teplosnabzheniya* [Regulation of the Load of Heat Supply Systems]. Moscow, Publishing house "Heat supply news". 2007. 164 p.
3. Rotov P.V., Orlov M.E., Rotova M.A., Sharapov V.I. [O Temperaturnom Grafike Teplofikatsionnyh Sistem Gorodov] *Energoberezheniye i vodopodgotovka* [Energy Saving and Water Conditioning], 2012, vol. 6, pp. 39–42 (in Russ.).
4. Panferov V.I., Panferov S.V. [About Features of Derivation of the Regulation Equations for District Heating Systems]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer technology, management, electronics*, 2016, vol. 16, no. 1, pp. 21–30. DOI: 10.14529/ct-sr160102 (in Russ.).
5. Panferov V.I., Panferov S.V. [On Some Solutions to the Problem of Centralized Heat Supply Management]. *Trudy Akadem-energo* [Proceedings of AcademErgo], 2016, no. 2, pp. 95–108 (in Russ.).
6. Skanavi A.N., Makhov L.M. *Otopleniye: Uchebnik* [Heating: Textbook]. Moscow, DIA Publ., 2002. 576 p.
7. Yaushovetts R. *Gidravlika – serdtse vodyanogo otopleniya* [Hydraulics is the Heart of Water Heating]. Vena, Gerts Armaturen GmBkh Publ., 2005. 199 p.
8. Tiator I. *Otopitel'nyye sistemy* [Heating Systems]. Moscow, Technosfera Euroclimate Publ., 2006. 271 p.
9. Panferov V.I., Panferov S.V. [The Dynamic Model of Heating Appliances and Heating Systems]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer technology, management, electronics*, 2015, vol. 15, no. 2, pp. 75–82. DOI: 10.14529/ct-sr150208 (in Russ.).
10. Panferov S.V., Trenin N. A., Panferov V.I. [About One Solution to the Problem Development of General Model of Thermal Regime of the Building and Its Heating System]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer technology, management, electronics*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 24–33. DOI: 10.14529/ct-sr170303 (in Russ.).

11. Panferov S.V., Panferov V.I. [To the Solution of the Problem of Modeling Heating Instruments and Systems]. *Zhurnal upravleniye investitsiyami i innovatsiyami* [Investment and innovation management journal], 2018, no. 1, pp. 99–105. DOI: 10.14529/iimj180115 (in Russ.).

12. Panferov V.I., Panferov S.V. [The Heat Carrier Flow Control in Heat Transport Systems]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer technology, management, electronics*, 2016, vol. 16, no. 3, pp. 32–39. DOI: 10.14529/ctcr160304.

13. Dounis A.I., Caraiscos C. Advanced Control Systems Engineering for Energy and Comfort Management in a Building Environment – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, no. 13, pp. 1246–1261.

14. Panferov, V.I. Gavey O.F. [Control of Temperature and Coolant Flow Rate in Heating Systems]. *Energosberezheniye i vodopodgotovka* [Energy Saving and Water Conditioning], 2016, no. 5(103), pp. 66–69 (in Russ.).

15. Arvastson L., Frederiksen S., Hoel T.I., Holst J., Holtsberg A., Svensson B., Wollerstrand J. [Maximum and design hot water loads in district heating substations]. [5th International Symposium on Automation of District Heating Systems, 20–23 August], Otaniemi, Espoo, Finland, 1995.

Received 18 June 2018

---

**ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ**

Панферов, С.В. Управление отоплением зданий при низкотемпературных режимах теплоснабжения / С.В. Панферов, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2018. – Т. 18, № 3. – С. 60–67. DOI: 10.14529/build180309

**FOR CITATION**

Panferov S.V., Panferov V.I. Heating Management For Buildings with Low-Temperature Modes of Heat Supply. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Construction Engineering and Architecture*. 2018, vol. 18, no. 3, pp. 60–67. (in Russ.). DOI: 10.14529/build180309