

Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение

УДК 697.34: 62-52

DOI: 10.14529/build210205

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРОЙ И РАСХОДОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ КПД НАСОСОВ

С.В. Панферов¹, В.И. Панферов^{1,2}

¹ Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

² 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

Проблема энергосбережения в жилищно-коммунальной сфере в настоящее время является весьма актуальной. Решение этой задачи возможно прежде всего за счет разработки и реализации в системах автоматизации оптимальных алгоритмов управления процессами отопления и теплоснабжения в целом. Рассматривается проблема выбора температуры и расхода теплоносителя по критерию минимума затрат электрической энергии на перекачку и сокращения тепловых потерь при его транспортировке по теплопроводам. При решении задачи учитываются характеристики теплопотребляющего оборудования и то значение теплоты, которое, собственно, необходимо для поддержания требуемой температуры микроклимата зданий. Также при этом считается, что коэффициент полезного действия (КПД) сетевых насосов зависит от подачи – расхода перекачиваемой среды, а объект теплоснабжения представляется эквивалентным отопительным прибором. Данная задача представляет собой условную задачу оптимизации с двумя аргументами. Решение задачи приводит к необходимости отыскания корней полного алгебраического уравнения четвертой степени, в работе для этого использовались известные онлайн-калькуляторы. Приведены данные расчета оптимальных температуры и расхода для конкретных условий. Численными исследованиями подтверждено, что в используемых в работе экстремальных точках действительно достигается локальный минимум критерия оптимизации. Указаны способы определения параметров отопительного прибора, являющегося расчетным эквивалентом теплопотребляющего оборудования объекта как по эксплуатационным, так и по расчетным данным, используемым при проектировании системы теплоснабжения. Установлено, что в тепловых сетях следует применять качественно-количественное регулирование процесса теплоснабжения, т. е. при изменении температуры наружного воздуха необходимо изменять не только температуру теплоносителя, но и его расход. Следует подчеркнуть, что в настоящее время в подавляющем большинстве случаев используется качественный метод регулирования процесса теплоснабжения. Полученные результаты могут быть использованы в составе алгоритмического обеспечения современных систем управления теплоснабжением.

Ключевые слова: температура и расход теплоносителя, критерий оптимальности, коэффициент полезного действия насоса, потери теплоты теплопроводом, эквивалентный отопительный прибор, затраты электроэнергии на перекачку, графики теплоснабжения, качественно-количественное регулирование, задача нелинейного программирования.

Введение

В работах [1–3] рассматривались варианты решения задачи оптимального управления температурой и расходом теплоносителя в системах теплоснабжения, т. е. решалась задача оптимизации так называемого количественно-качественного регулирования процесса [4]. Причем в первом варианте задача заключалась в оптимизации процесса простого переноса тепловой сетью заданного количества теплоты [1]. При этом не учитывались

ни характеристики теплопотребляющего оборудования, ни само значение теплоты, собственно необходимое потребителю, а также требуемая температура микроклимата зданий. Поэтому применительно к тепловым сетям реализация решения такой задачи оптимизации приводит к определенным сложностям. Здесь следует отметить, что для тепловых сетей прежде всего важна не просто теплота, переносимая в целом через поперечное сечение теплопровода, а то ее количество, которое мо-

жет быть «снято» с теплоносителя оборудованием отапливаемых зданий и которое должно быть достаточно для поддержания заданного микроклимата в них. Все это учтено во втором варианте решения задачи [2, 3], однако при этом в обоих вариантах считалось, что коэффициент полезного действия (КПД) сетевых насосов является постоянной величиной. Вместе с тем достаточно хорошо известно, что КПД как сетевых, так и любых других насосов зависит как от подачи – расхода перекачиваемой среды, так и от частоты вращения ротора электродвигателя. Конечно, иногда ситуация может оказаться такой, когда за счет изменения числа и схемы включения задействованных насосов, как нерегулируемых, так и с частотным электроприводом, удастся обеспечить их работу в номинальном режиме и обеспечить постоянство КПД всей насосной станции [5–7]. Так, например, при равенстве относительной частоты вращения ротора электродвигателя насоса его относительной подаче КПД будет постоянным и равным своему номинальному значению [7].

КПД частотно-регулируемого насоса η_n , как известно, определяется следующим соотношением:

$$\eta_n = \eta_{ном} [1 - (G/G_{ном} - \omega/\omega_{ном})^2 (\omega/\omega_{ном})^2]. \quad (1)$$

Если при этом относительная частота вращения ротора электродвигателя $\omega/\omega_{ном}$ будет выбираться равной его относительной подаче $G/G_{ном}$, то КПД насоса будет равным своему номинальному значению $\eta_{ном}$. Однако при этом напор, развиваемый насосом должен быть достаточным для прокачки через тепловую сеть расхода G , т. е. должно выполняться следующее равенство:

$$H = H_0 (\omega/\omega_{ном})^2 - S_B G^2 = S_H G^2. \quad (2)$$

Отсюда следует, что сопротивление нагрузки (тепловой сети) S_H должно быть только таким: $S_H = H_0/G_{ном}^2 - S_B$; в других случаях добиться того, чтобы $\eta_n = \eta_{ном}$ можно только с определенной [6, 7] погрешностью и, как указано в [8], «...при этом КПД установки изменится незначительно». Как известно, для практики должно быть так: $H_0/G_{ном}^2 \geq S_H + S_B$, иначе нет возможности регулировать подачу теплоносителя.

Здесь H_0 – напор холостого хода, развиваемый насосом при номинальной частоте вращения $\omega_{ном}$, S_B – его внутреннее сопротивление, ω – фактическая частота вращения ротора электродвигателя или, что то же самое, рабочего колеса насоса, G и $G_{ном}$ – соответственно фактический и номинальный расходы теплоносителя. Очевидно, что данное соотношение выполняется как для массовых, так и для объемных расходов теплоносителя.

Таким образом, решение задачи оптимального управления теплоснабжением, рассмотренное в работах [1–3], имеет определенное практическое

значение. Тем не менее специалистам достаточно интересно было бы знать, как изменится это решение, если учитывать зависимость КПД сетевых насосов от подачи. Заметим, что в данном случае речь идет только об использовании нерегулируемых насосов с постоянной частотой вращения рабочего колеса – это наиболее часто встречающийся случай для систем теплоснабжения. Эта проблема и исследуется в настоящей работе.

Постановка задачи

Как известно [9–12], зависимость КПД насоса от его подачи – расхода перекачиваемой среды при номинальной частоте вращения может быть представлена следующим соотношением:

$$\eta_n = \eta_{ном} - (1 - G/G_{ном})^2 \eta_{ном}. \quad (3)$$

Учтем это соотношение при решении задачи об оптимальном управлении температурой и расходом теплоносителя в тепловых сетях [2, 3].

Электрическая мощность $W_э$, необходимая для перекачки сетевой воды на расстояние 1 м, как это хорошо известно [см., например, 4], вычисляется по следующей формуле:

$$W_э = 0,88k_э^{0,25} G_m^3 (1 + \alpha) / (D_{вн}^{5,25} \rho^2 \pi^2 \eta_n \eta_э), \quad (4)$$

где $k_э$ – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности теплопровода, $D_{вн}$ – его внутренний диаметр, ρ – массовая плотность теплоносителя, G_m – его массовый расход, $\eta_э$ – КПД электродвигателя насоса, α – доля местных потерь давления (потерь давления из-за местных сопротивлений). Также известно [9, 10], что КПД электродвигателя можно принять постоянным и равным его паспортному значению.

Если в данное уравнение подставить соотношение (3), то оно переписывается в виде

$$W_э = 0,88k_э^{0,25} G_m^2 (1 + \alpha) G_{ном}^2 / [D_{вн}^{5,25} \rho^2 \pi^2 \eta_{ном} \eta_э (2G_{ном} - G_m)]. \quad (5)$$

Потери теплоты одним погонным метром подающего теплопровода в окружающую среду за единицу времени определяются линейной плотностью теплового потока q_l :

$$q_l = \pi(t_{пр} - t_n) / R_l, \quad (6)$$

где $t_{пр}$ – температура теплоносителя в подающем теплопроводе, t_n – температура наружного воздуха, R_l – линейное термическое сопротивление теплопередаче теплопровода [13, 14].

Следовательно, суммарные затраты (потери) энергии (тепловой и электрической) W_Σ в единицу времени (мощность потерь-затрат), приходящиеся на один погонный метр теплопровода, будут равны

$$W_\Sigma = \frac{0,88k_э^{0,25} G_m^2 (1 + \alpha) G_{ном}^2}{\left[D_{вн}^{5,25} \rho^2 \pi^2 \eta_{ном} \eta_э (2G_{ном} - G_m) \right]^+} + \frac{\pi(t_{пр} - t_n)}{R_l}. \quad (7)$$

Известно, что цены на электрическую и тепловую энергии различные, и понятно, что минимизировать следует не сами потери энергии, а их стоимость. Поэтому перед вторым и третьим слагаемыми в формуле (8) укажем коэффициент β , который представляет собой отношение цены на тепловую энергию к цене на электрическую, и обозначим полученную таким образом величину – относительную стоимость потерь энергии – неким критерием I :

$$I = \frac{0,88k_3^{0,25} G_m^2 (1 + \alpha) G_{\text{НОМ}}^2}{\left[D_{\text{ВН}}^{5,25} \rho^2 \pi^2 \eta_{\text{НОМ}} \eta_{\text{Э}} (2G_{\text{НОМ}} - G_m) \right]} + \frac{\beta \pi (t_{\text{пр}} - t_{\text{н}})}{R_l} \quad (8)$$

Таким образом, следует минимизировать критерий I за счет выбора расхода G_m и температуры $t_{\text{пр}}$ теплоносителя в подающем теплопроводе. Причем при этом следует иметь в виду, что переменные G_m и $t_{\text{пр}}$ не являются независимыми величинами, а связаны между собой неким соотношением, обусловленным тем, что при надлежащем теплоснабжении количество теплоты, которое будет «снято» с теплоносителя оборудованием отапливаемых зданий, должно быть достаточным для поддержания заданного микроклимата в них. Поэтому установим это соотношение.

Для теплоты, потребляемой объектом теплоснабжения, как известно, выполняются следующие соотношения:

$$W_{\text{об}} = c G_m (t_{\text{пр}} - t_{\text{обп}}), \quad (9)$$

$$W_{\text{об}} = KF [(t_{\text{пр}} + t_{\text{обп}}) / 2 - t_{\text{в}}]. \quad (10)$$

где $W_{\text{об}}$ – теплота, потребляемая объектом теплоснабжения в единицу времени, c – удельная теплоемкость теплоносителя, KF – произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности теплообмена (в данном случае объект теплоснабжения представляется эквивалентным отопительным прибором) [15–17], $t_{\text{обп}}$ – температура воды в обратном теплопроводе, $t_{\text{в}}$ – температура внутреннего воздуха зданий.

При этом следует иметь в виду, что теплота $W_{\text{об}}$, необходимая объекту для поддержания заданного микроклимата (в данном случае заданной температуры внутреннего воздуха), в соответствии с физикой процессов теплообмена вычисляется по формуле

$$W_{\text{об}} = q_v V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (11)$$

Как видно из (11), эта величина определяется только теплозащитными свойствами зданий – их удельной тепловой характеристикой q_v , их общим объемом V , а также температурами внутреннего $t_{\text{в}}$ и наружного воздуха $t_{\text{н}}$.

Система теплоснабжения должна работать так, чтобы с помощью существующих систем отопления зданиям в целом доставлялось такое количество теплоты, какое получается по соотношению

(11). При этом вполне понятно, что при постоянной температуре наружного воздуха теплота, необходимая объекту $W_{\text{об}}$, тоже является постоянной величиной для заданного значения $t_{\text{в}}$, причем не зависящей от режима теплоснабжения. Поэтому вполне обоснованно считается, что для указанных погодных условий $W_{\text{об}} = \text{const}$ и задача управления теплоснабжением заключается в выборе соответствующих значений G_m и $t_{\text{пр}}$.

Используя соотношения (9) и (10), получим, что

$$t_{\text{обп}} = t_{\text{пр}} - W_{\text{об}} / (c G_m), \quad (12)$$

$$G_m = W_{\text{об}} / [2c (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}} - W_{\text{об}} / KF)]. \quad (13)$$

Кроме того, для упрощения дальнейших выкладок введем следующие обозначения:

$$a = 0,88k_3^{0,25} (1 + \alpha) G_{\text{НОМ}}^2 / (D_{\text{ВН}}^{5,25} \rho^2 \pi^2 \eta_{\text{НОМ}} \eta_{\text{Э}});$$

$$b = \beta \pi / R_l; \quad s = -\beta \pi t_{\text{н}} / R_l.$$

С учетом этого, а также формулы (12) критерий I переписывается в виде

$$I = \frac{a G_m^2}{2G_{\text{НОМ}} - G_m} + b t_{\text{пр}} + s. \quad (14)$$

Таким образом, формально задача оптимизации запишется так:

$$I = \frac{a G_m^2}{2G_{\text{НОМ}} - G_m} + b t_{\text{пр}} + s \Rightarrow \frac{\min}{G_m, t_{\text{пр}} \in \Omega}. \quad (15)$$

Множество Ω , как это следует из уравнения (13), определяется соотношением:

$$\Omega = \left\{ G_m, t_{\text{пр}} \mid G_m - \frac{W_{\text{об}}}{2c (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}} - W_{\text{об}} / KF)} = 0 \right\}. \quad (16)$$

Решение задачи

Используя метод подстановки и выражая расход теплоносителя через его температуру в подающем теплопроводе (см. формулу (13)), свели вышеприведенную условную задачу оптимизации к безусловной задаче минимизации по переменной $t_{\text{пр}}$:

$$I = a W_{\text{об}}^2 \times [8c^2 G_{\text{НОМ}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}} - W_{\text{об}} / KF)^2 - 2c W_{\text{об}} \left(t_{\text{пр}} - t_{\text{в}} - \frac{W_{\text{об}}}{KF} \right)]^{-1} + s + b t_{\text{пр}} \Rightarrow \frac{\min}{t_{\text{пр}}}. \quad (17)$$

Если ввести обозначение $\gamma = t_{\text{в}} + W_{\text{об}} / KF$, тогда задача оптимизации переписывается в виде

$$I = a W_{\text{об}}^2 \times [8c^2 G_{\text{НОМ}} (t_{\text{пр}} - \gamma)^2 - 2c W_{\text{об}} (t_{\text{пр}} - \gamma)]^{-1} + s + b t_{\text{пр}} \Rightarrow \frac{\min}{t_{\text{пр}}}. \quad (18)$$

Решая данную задачу методом производной, найдем, что точка, «подозрительная на экстремум», должна удовлетворять следующему уравнению:

$$\frac{dI}{dt_{\text{пр}}} = -a W_{\text{об}}^2 \times [16c^2 G_{\text{НОМ}} (t_{\text{пр}} - \gamma) - 2c W_{\text{об}}] \times [8c^2 G_{\text{НОМ}} (t_{\text{пр}} - \gamma)^2 - 2c W_{\text{об}} (t_{\text{пр}} - \gamma)]^{-2} + b = 0. \quad (19)$$

Отсюда следует, что координаты критических точек следует искать из решения уравнения $32c^3G_{ном}^2b(t_{пр} - \gamma)^4 - 16c^2W_{об}G_{ном}b(t_{пр} - \gamma)^3 + 2cW_{об}^2b(t_{пр} - \gamma)^2 - 8acW_{об}^2G_{ном}(t_{пр} - \gamma) + aW_{об}^3 = 0$. (20)

Если ввести обозначение $t_{пр} - \gamma = x$, то уравнение (20) переписывается в виде

$$32c^3G_{ном}^2bx^4 - 16c^2W_{об}G_{ном}bx^3 + 2cW_{об}^2bx^2 - 8acW_{об}^2G_{ном}x + aW_{об}^3 = 0. \quad (21)$$

Таким образом, решение данной задачи приводит к необходимости отыскания корней полного алгебраического уравнения четвертой степени. Если же считается, что КПД сетевых насосов постоянен, то задача значительно упрощается и, как показано в работах [1–3], сводится к нахождению корней двучленного уравнения четвертой степени.

Для расчетной температуры наружного воздуха в $-34\text{ }^\circ\text{C}$ и объекта теплоснабжения с расчетной тепловой нагрузкой в $35,7\text{ МВт}$, с расчетными температурами теплоносителя $95/70\text{ }^\circ\text{C}$, используемыми при проектировании систем отопления зданий, определили оптимальные температуры теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах и оптимальный его расход. При этом численные значения других параметров объекта теплоснабжения были следующими: $D_{вн} = 514\text{ мм}$; $k_3 = 0,5\text{ мм}$; $\eta_3\eta_{ном} = 0,65$; $\alpha = 0,22$; $R_l = 2,04\text{ м}\cdot^\circ\text{C/Вт}$; $t_в = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Отношение цены на тепловую энергию к цене на электрическую было равно $\beta = 0,403$. Произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности теплообмена для всего объекта теплоснабжения KF определялось по формуле, приведенной в работах [2, 3]. Точнее этот комплексный параметр может быть определен по эксплуатаци-

онным данным, например, методом наименьших квадратов [18]. Номинальный расход (подача) насоса считался равным $G_{ном} = 337,43\text{ кг/с} \sim 1250\text{ м}^3/\text{ч}$.

Для решения полного алгебраического уравнения четвертой степени (21) использовали специальные онлайн-калькуляторы [19, 20]. При этом, как и должно быть, получали два комплексных и два действительных, причем положительных значения корня. Для ответа всегда оставляли большее положительное значение, так как при использовании другого положительного значения оптимальный расход теплоносителя кратно превышал номинальную подачу насоса, что практически невозможно. Поэтому область допустимых решений Ω следует дополнительно ограничить условием $0 \leq G_m \leq G_m^{max}$, т. е. должно быть так:

$$\Omega = \left\{ \begin{aligned} &G_m \cdot t_{пр} | G_m - \frac{W_{об}}{2c \left(t_{пр} - t_в - \frac{W_{об}}{KF} \right)} = 0 \cup \\ &\cup 0 \leq G_m \leq G_m^{max} \end{aligned} \right\}. \quad (22)$$

На рис. 1 и рис. 2 приведены графики оптимальных кривых для температур и массового расхода теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. Как видно из рис. 1 и рис. 2 оптимальные значения параметров теплоснабжения заметно отличаются от проектных, так, в частности, при $t_n = -34\text{ }^\circ\text{C}$ оптимальная температура теплоносителя в подающем теплопроводе должна быть почти на $10\text{ }^\circ\text{C}$ выше расчетного значения в $95\text{ }^\circ\text{C}$, а оптимальный расход существенно ниже расчетного значения в 340 кг/с . Объясняется это, очевидно, относительно высокой (более чем в два раза) стоимостью электрической энергии.

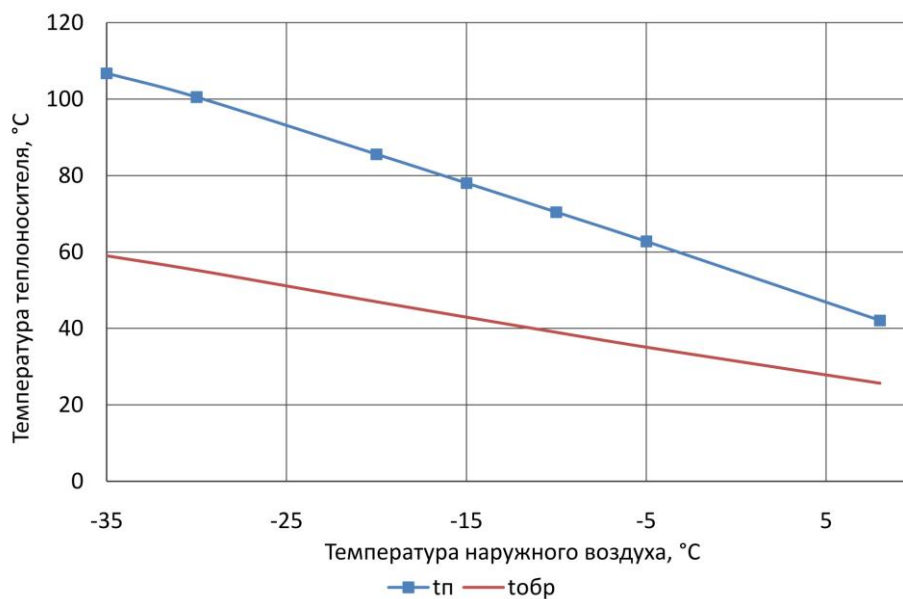


Рис. 1. Графики оптимальных температур теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха

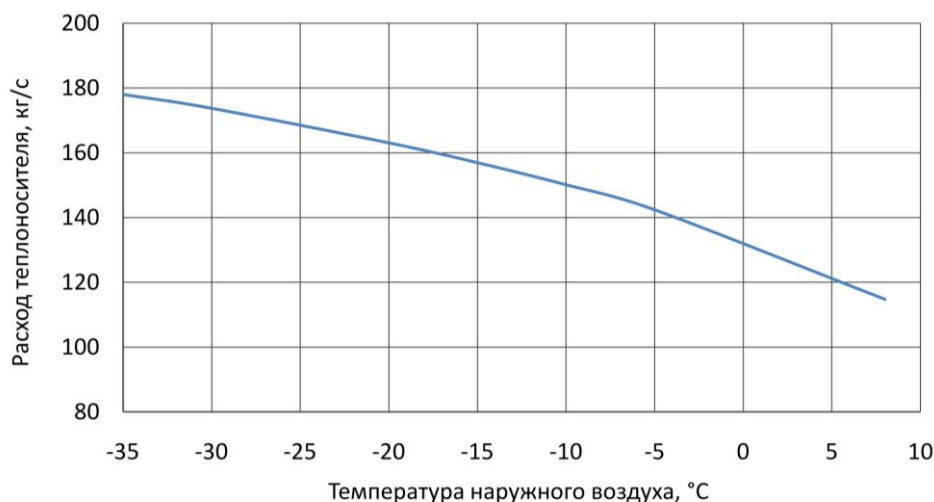


Рис. 2. Изменение оптимального расхода теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха

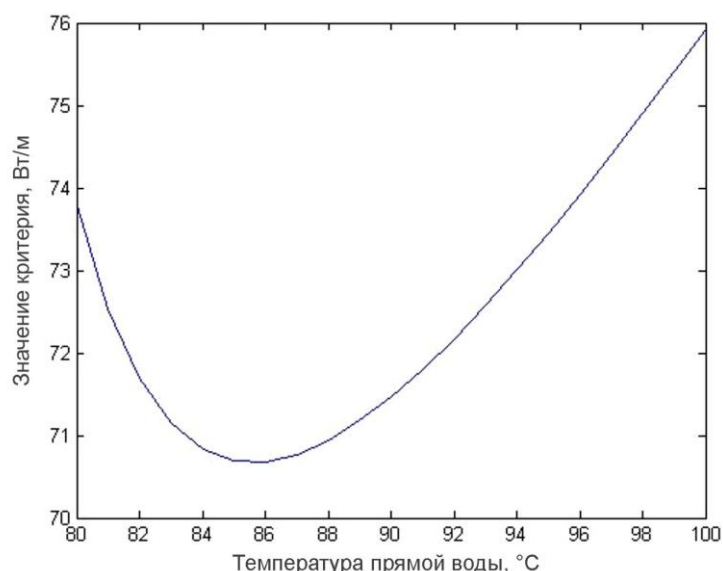


Рис. 3. Изменение критерия I в зависимости от температуры теплоносителя в подающем теплопроводе

Как видно также из рис. 1 и 2, оптимальные температуры и расход имеют совершенно разные значения для разных температур наружного воздуха. Исходя из этого, следует сделать однозначный вывод о том, что в тепловых сетях разумно применять качественно-количественный метод регулирования, а не только качественный метод, как это принято в подавляющем большинстве случаев в настоящее время [4, 21].

Для подтверждения того, что при найденных параметрах достигается именно минимум используемого критерия (17), на рис. 3 приведена кривая изменения этого критерия в зависимости от температуры в подающем теплопроводе для условий теплоснабжения объекта при $t_{н} = -20$ °C. Как видно из рис. 3, при $t_{пр} = 85,6$ °C достигается именно локальный минимум этого критерия.

Выводы

Рассматривается задача управления процессом теплоснабжения по критерию минимума затрат электрической энергии на перекачку теплоносителя и сокращения тепловых потерь при его транспортировке по теплопроводам. Установлено, что для минимизации критерия следует применять качественно-количественное регулирование процесса теплоснабжения, т. е. при изменении температуры наружного воздуха необходимо изменять не только температуру теплоносителя, но и его расход.

Литература

1. Гавей, О.Ф. К вопросу об оптимальной температуре теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения / О.Ф. Гавей,

В.И. Панферов // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции: сб. докл. V Междунар. научн.-техн. конф. – М.: Изд-во МГСУ, 2013. – С. 298–302.

2. Панферов, В.И. Об оптимальном управлении температурой теплоносителя в тепловых сетях / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2014. – Т. 14, № 4. – С. 65–70.

3. 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.

4. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – 7-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.

5. Здор, Г.Н. Автоматическое управление группой насосных агрегатов с целью снижения затрат электроэнергии / Г.Н. Здор, А.В. Синицын, О.А. Аврутин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2017. – Т. 60, № 1. – С. 54–66.

6. Шабанов, В.А. Влияние частоты вращения на КПД магистрального насоса / В.А. Шабанов, С.Ф. Шарипова, А.А. Ахметгареев // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2013. – Т. 9, № 4. – С. 13–19.

7. Шабанов, В.А. Методы оценки и пути повышения эффективности частотно-регулируемого электропривода магистральных насосов на действующих нефтепроводах / В.А. Шабанов // Нефтегазовое дело. – 2015. – Т. 13, № 3. – С. 73–82.

8. Регулирование подачи центробежных насосов. – <http://www.nasosinfo.ru/node/19>.

9. Гришин, А.П. Коэффициент полезного действия частотно-регулируемого насоса / А.П. Гришин, В.А. Гришин // Научные труды ВИЭСХ. – 2004. – Т. 89. – С. 118–127.

10. Гришин, А.П. Создание технических систем управляемого водопользования в сельском хозяйстве: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А.П. Гришин. – М.: Изд-во ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2012. – 47 с.

11. Шабанов, В.А. Анализ коэффициента полезного действия магистральных насосов эксплуатируемых нефтепроводов при использовании

частотно регулируемого электропривода в функции регуляторов давления / В.А. Шабанов, Э.Ф. Хакимов, С.Ф. Шарипова // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2013. – № 1. – С. 324–325. – <http://www.ogbus.ru>.

12. Аналитическое представление механических характеристик магистральных насосов при частотно-регулируемом электроприводе / В.А. Шабанов, В.М. Сапельников, М.И. Хакимьянов, С.Ф. Шарипова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2014. – Т. 14, № 3. – С. 78–84.

13. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.

14. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.

15. 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.

16. Панферов, В.И. К решению задачи моделирования отопительных приборов и систем / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Системы автоматизации в образовании, науке и производстве: Труды X Всероссийской науч.-практ. конф. – Новокузнецк: СибГИУ, 2015. – С. 384–388.

17. Панферов, В.И. О некоторых решениях проблемы управления централизованным теплоснабжением / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Труды Академэнерго. – 2016. – № 2. – С. 95–108.

18. Панферов, С.В. Структурно-параметрический синтез адаптивной системы управления температурным режимом отапливаемых зданий: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С.В. Панферов. – Челябинск, 2011. – 20 с.

19. Решение уравнения 4-й степени: онлайн-калькулятор. – <https://planetcalc.ru/7715/>

20. Уравнение четвертой степени: онлайн-калькулятор. <https://allcalc.ru/node/552>

21. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения», 2007. – 164 с.

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

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, tgsiv@mail.ru

Поступила в редакцию 28 января 2021 г.

OPTIMUM CONTROL OF TEMPERATURE AND FLOW OF THE HEATING AGENT IN HEATING NETWORKS WITH VARIABLE EFFICIENCY OF PUMPS

S.V. Panferov¹, panferovsv@susu.ru

V.I. Panferov^{1,2}, tgsiv@mail.ru

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

² 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 energy saving in the housing and communal sector is currently very urgent. The solution to this problem is possible, first of all, through the development and implementation in automation systems of optimal algorithms for controlling heating and heat supply processes in general. The problem of the choice of the temperature and flow rate of the heat carrier according to the criterion of the minimum consumption of electrical energy for pumping and the reduction of heat losses during its transportation along heat pipelines is considered. When solving the problem, the characteristics of heat-consuming equipment and the value of heat that is actually necessary to maintain the required temperature of the microclimate of buildings are taken into account. It is also considered that the efficiency of network pumps depends on the supply - flow rate of the pumped medium, and the heat supply object is represented as an equivalent heating device. This problem is a conditional optimization problem with two arguments. The solution of the problem leads to the need to find the roots of the complete algebraic equation of the fourth degree; to do this, well-known online calculators have been used in this work. The data for calculating the optimal temperature and flow rate for specific conditions are given. Numerical studies have confirmed that at the extreme points used in the work a local minimum of the optimization criterion is actually achieved. Methods for determining the parameters of a heating device, which is the calculated equivalent of the heat-consuming equipment of the object, are indicated, both in terms of operational and calculated data used in the design of the heat supply system. It has been established that in heat networks it is necessary to apply qualitative and quantitative regulation of the heat supply process, i.e. when the outside temperature changes, it is necessary to change not only the temperature of the coolant, but also its consumption. To the point, it should be emphasized that at present, in the overwhelming majority of cases, a qualitative method of regulating the heat supply process is used. The results obtained can be used as part of the algorithmic support of modern heat supply control systems.

Keywords: heating agent temperature and flow rate, optimality criterion, pump efficiency, heat loss by a heat pipe, equivalent heating device, electricity consumption for pumping, heat supply schedules, qualitative and quantitative control, nonlinear programming problem.

References

1. Gavey O.F., Panferov V.I. [On the Question of the Optimal Temperature of the Coolant in District Heating Systems]. *Teoreticheskiye osnovy teplogazosnabzheniya i ventilyatsii: sb. dokl. V Mezhdunarodnoy nauchno-tekhn. konf.* [Theoretical Foundations of Heat and Ventilation: a Collection of V International Scientific and Technical. Conf.], Moscow, MGSU Publ., 2013 pp. 298–302. (in Russ.)
2. Panferov V.I., Gavey O.F. [On the Optimal Control of the Temperature of the Heat Carrier in Heat Networks]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics*, 2014, vol. 14, no. 4, pp. 65–70. (in Russ.)
3. Panferov V.I., Gavey O.F. [Control of Temperature and Flow Rate of Heat Carrier in Heat Networks]. *Energy saving and water treatment*, 2016, no. 5(103), pp. 66–69. (in Russ.)
4. Sokolov E.Ya. *Teplofikatsiya i teplovyye seti: uchebnyk dlya vuzov* [District Heating and Heat Networks. The Textbook for High Schools]. Moscow, MEI Publ., 2001. 472 p.
5. Zdor G.N., Sinitsyn A.V., Avrutin O.A. [Automatic Control of a Group of Pumping Units in Order to Reduce Electricity Costs]. *Energetika. Izv. vyssh. ucheb. zavedeniy i energ. ob'yedineniy SNG* [Energy. Izv. Universities and Energ. CIS Associations], 2017, vol. 60, no. 1, pp. 54–66. (in Russ.)
6. Shabanov V.A., Sharipova S.F., Akhmetgareyev A.A. [The Influence of the Speed on the Efficiency of the Main Pump]. *Electrical and Information Complexes and Systems*, 2013, vol. 9, no. 4. S. 13–19. (in Russ.)
7. Shabanov V.A. [Evaluation Methods and Ways to Improve the Efficiency of a Frequency-Controlled Electric Drive of Main Pumps on Existing Oil Pipelines]. *Oil and Gas Business*, 2015, vol. 13, no. 3, pp. 73–82. (in Russ.)

8. *Regulirovaniye podachi tsentrobezhnykh nasosov* [Flow Control of Centrifugal Pumps]. Available at: <http://www.nasosinfo.ru/node/19>.
9. Grishin A.P., Grishin V.A. [The Efficiency of the Frequency-Controlled Pump]. *Scientific works of VIESH*, 2004, vol. 89, pp. 118–127. (in Russ.)
10. Grishin A.P. *Sozdaniye tekhnicheskikh sistem upravlyayemogo vodopol'zovaniya v sel'skom khozyaystve. Avtoref. dokt. diss.* [Creation of Technical Systems for Controlled Water Use in Agriculture. Abstract of doct. diss.]. Moscow, GNU VIM Rossel'khozakademii Publ., 2012. 47 p.
11. Shabanov V.A., Khakimov E.F., Sharipova S.F. [Analysis of the Efficiency of Mainline Pumps of Operated Oil Pipelines when Using a Frequency-Controlled Electric Drive as a Function of Pressure Regulators]. *Electronic scientific journal "Oil and Gas Business"*, 2013, no. 1, pp. 324–325. (in Russ.). Available at: <http://www.ogbus.ru>.
12. Shabanov V.A., Sapel'nikov V.M., Khakim'yanov M.I., Sharipova S.F. [Analytical Presentation of the Mechanical Characteristics of Mainline Pumps with a Frequency-Controlled Electric Drive]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Energy*, 2014, vol. 14, no. 3, pp. 78–84. (in Russ.)
13. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat Transfer]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 417 p.
14. Mikheyev M.A., Mikheyeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of Heat Transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977, 343 p.
15. Panferov S.V., Trenin N.A., Panferov V.I. [About One Solution in the Problem Development of General Model of Thermal Regime of Building and its Heating System]. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 24–33. (in Russ.). DOI: 10.14529/ct-sr170303.
16. Panferov V.I., Panferov S.V. [Towards a Solution to the Problem of Modeling Heating Devices and Systems]. *Trudy X Vserossiyskoy nauchno-prakt. konf.* [Automation Systems in Education, Science and Production: Proceedings of the X All-Russian Scientific and Practical. Conf.]. Novokuznetsk, SibGIU Publ., 2015, pp. 384–388. (in Russ.)
17. Panferov V.I., Panferov S.V. [About Some Solutions to the Problem of Centralized Heat Supply Management]. *Transactions of Academenergo*, 2016, no. 2, pp. 95–108. (in Russ.)
18. Panferov S.V. *Strukturno-parametricheskiiy sintez adaptivnoy sistemy upravleniya temperaturnym rezhimom otaplivayemykh zdaniy. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Structurally-Parametrical Synthesis of Adaptive Control System for Temperature Control of Heated Buildings. Abstract of Cand. Sci. diss.]. Chelyabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2011. 20 p.
19. *Resheniye uravneniya 4-y stepeni: onlayn-kal'kulyator* [4th Degree Equation Solution: Online Calculator]. Available at: <https://planet-salc.ru/7715/>
20. *Uravneniye chetvertoy stepeni: onlayn-kal'kulyator* [Equation of the Fourth Degree: Online Calculator]. Available at: <https://allcalc.ru/node/552>
21. Sharapov V.I., Rotov P.V. *Regulirovaniye nagruzki sistem teplosnabzheniya* [Load Control of Heating Systems]. Moscow, Novosti teplosnabzheniya Publ., 2007. 164 p.

Received 28 January 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Панферов, С.В. Оптимальное управление температурой и расходом теплоносителя в тепловых сетях при переменном КПД насосов / С.В. Панферов, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2021. – Т. 21, № 2. – С. 52–59. DOI: 10.14529/build210205

FOR CITATION

Panferov S.V., Panferov V.I. Optimum Control of Temperature and Flow of the Heating Agent in Heating Networks with Variable Efficiency of Pumps. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Construction Engineering and Architecture*. 2021, vol. 21, no. 2, pp. 52–59. (in Russ.). DOI: 10.14529/build210205