

## Оптимизация системы теплоснабжения потребителей с индивидуальными терморегуляторами

Воеводин А. Г., канд. техн. наук, Горинова Н. А., инж.

**Нижегородский государственный технический университет**

Предложены схема и рекомендации по расчету системы теплоснабжения потребителей с индивидуальными интеллектуальными тепловыми пунктами и радиаторными терморегуляторами в отапливаемых помещениях при максимально возможном перепаде температур греющего теплоносителя генерирующего объекта.

**Ключевые слова:** теплоснабжение, энергосбережение, индивидуальные интеллектуальные тепловые пункты, радиаторные терморегуляторы, качественное и количественное регулирование подачи теплоносителя.

В связи с ужесточением требований федерального законодательства об энергосбережении [1] все большее количество энергопотребляющих объектов, в том числе и в бюджетной сфере, оборудуется индивидуальными тепловыми пунктами с погодными компенсаторами, автоматическими регуляторами расхода и температуры теплоносителя. По результатам обследований авторов данной статьи это позволяет экономить до 20 % тепловой энергии благодаря устранению перетоков. В новом жилищном строительстве начинают широко применять индивидуальные радиаторные терморегуляторы, позволяющие поддерживать в отапливаемых помещениях температуру в достаточно широком диапазоне (в настоящее время нормой считается 18 – 22 °С). Таким образом, если ранее количество потребляе-

мой энергии в основном лишь фиксировалось теплосчетчиками, то сейчас появляется также возможность индивидуального его регулирования, т. е. потребления в соответствии с имеющимися пожеланиями и финансовыми возможностями (аналогично потреблению электроэнергии).

Следует отметить, что широко применяемая в настоящее время система централизованного качественного регулирования подачи теплоносителя генерирующей организацией согласно принятому температурному графику (для большей части бытовых потребителей — это 95/70 °С) не в полной мере отвечает современным требованиям, допускает перетоки и недотопы отдельных потребителей, перерасход электроэнергии сетевыми насосами, повышенные расходы на содержание сетей,

несоблюдение температурного графика (особенно в части обратной воды). Переход на количественную систему регулирования индивидуальных потребителей не может не затронуть и генерирующую организацию, которой придется также переходить на аналогичный способ регулирования с автоматическим изменением подачи теплоносителя в зависимости от потребностей клиента (шире внедрять частотно-регулируемый привод сетевых и рециркуляционных насосов, повышать температуру отпускаемой в сеть воды и по возможности добиваться ее снижения для обратной воды и др.). Для переходных отопительных периодов (осень, весна) с целью экономии тепловой и электрической энергии такие решения применяли в отдельных случаях и ранее [2].

В настоящее время систему теплоснабжения практически можно разделить на четыре основных звена: генератор (котельная, ТЭЦ) — сеть теплоснабжения (трубопроводы подачи и возврата теплоносителя) — преобразователь (тепlopункт, элеваторный узел) — потребитель (здание, помещение). В отдельных случаях третье звено может отсутствовать.

В четвертом звене зачастую нет возможности регулировать потребление тепловой энергии в части отопления (в отличие от горячего водоснабжения), но при новом перспективном строительстве (а также на старых объектах в связи с ростом тарифов и установкой теплосчетчиков) все шире применяются индивидуальные (для каждого помещения, квартиры, дома) терморегуляторы, которые позволяют поддерживать постоянное значение заданной температуры воздуха внутри помещения (в месте установки соответствующего датчика) путем автоматического изменения расхода теплоносителя (горячей воды) через систему отопления (радиаторы).

В результате обеспечивается переменный расход теплоносителя в системах отопления и горячего водоснабжения (ГВС) у конкретных потребителей четвертого звена. При этом наиболее перспективна с точки зрения энергосбережения двухтрубная схема (прямая и обратная ветви) системы отопления (однотрубная схема без перемычек, при которой теплоноситель последовательно проходит через радиаторы различных потребителей, вообще не может оборудоваться терморегуляторами), а также циркуляционная двухтрубная схема (прямая и обратная ветви стояков) системы ГВС (тупиковая схема имеет недостатки: система остывает при отсутствии водо-

разбора) у каждого объекта. Здесь наиболее энергосберегающим будет вариант установки циркуляционного насоса с частотно-регулируемым приводом, подача которого увеличивается в часы “пик” и снижается в ночное время в зависимости от давления в сети потребления (при водоразборе давление падает).

Также эффективной следует считать независимую схему ГВС (подогрев подпиточной воды из системы холодного водоснабжения — ХВС и обратной остывшей циркуляционной воды в теплообменных рекуператорах третьего звена водой первого и второго звеньев системы теплоснабжения), поскольку при этом варианте не расходуется химочищенная вода, т.е. снижаются расходы на химводоподготовку в первом звене (но увеличиваются первоначальные расходы в третьем). Подача греющего теплоносителя системы ГВС — прямой (или прямой и обратной в зависимости от принятой схемы подогрева) воды первого звена — переменная величина, зависящая от объема водоразбора потребителей. Она автоматически регулируется соответствующим клапаном с электроприводом по сигналу от погодного компенсатора третьего звена по температуре воды четвертого звена (должна поддерживаться равной 60 °С). При отсутствии третьего звена его функции возлагаются на первое звено, но при этом имеет место четырехтрубная схема второго звена (прямая и обратная трубы независимых одна от другой систем отопления и ГВС) и необходимы баки-аккумуляторы системы ГВС, а также дополнительные теплообменные аппараты при отсутствии разделения котлов по системам, что приводит к ее усложнению и удорожанию.

Для транспортировки теплоносителя на большое расстояние перспективной можно признать однотрубную паровую сеть первого звена без возврата конденсата, расходуемого на барботажный смесительный нагрев воды непосредственно у потребителя аппаратами эжекторного типа. При этом может обеспечиваться и умягчение воды системы теплоснабжения четвертого звена, но тогда потребуются баки-аккумуляторы горячей воды и необходима существенная мощность системы ГВС.

При двухтрубной системе отопления второго звена возможны варианты зависимого и независимого подсоединения третьего звена. В первом случае вода первого звена поступает в радиаторы третьего звена при наличии смешения прямой (первого звена) и обрат-

ной (четвертого звена) воды с помощью аппаратов третьего звена (элеваторов — струйных насосов либо циркуляционных подмешивающих насосов). При отрегулированной гидравлике (наличии автоматического регулятора перепада давления прямой и обратной греющей воды первого звена) величина подмеса постоянна, т. е. подмешивающий насос работает в одном режиме (желательно ближе к паспортному номинальному), либо можно использовать насос с частотно-регулируемым приводом. Во втором случае (аналогично описанной системе ГВС) обратная вода четвертого звена подогревается через теплообменные рекуператоры третьего звена прямой водой первого звена.

Предпочтительность первого или второго из указанных вариантов определяется конкретными условиями эксплуатации (конструктивными особенностями четвертого звена или пьезометрическим графиком тепловой сети второго звена), а также соотношением их стоимости. В настоящее время из-за меньшей начальной стоимости более распространен первый вариант третьего звена, но в перспективе вследствие большей гидравлической устойчивости системы и упрощения (повышения надежности) системы автоматики желательно ориентироваться на второй вариант.

Следует отметить, что для системы отопления четвертого звена с точки зрения экономии затрат на трубопроводы, радиаторы и подачу теплоносителя предпочтительно как можно большее значение температуры прямой подающей воды, ограниченное санитарными нормами ( $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), а вот температура обратной воды при наличии терморегуляторов вообще не должна регламентироваться (теоретически ее минимальное значение при полном расходе через радиаторы отопления может равняться температуре воздуха в отапливаемом помещении, а максимальное значение при отсутствии расхода через радиаторы — температуре прямой воды), т. е. для эксплуатации четвертого звена никакой температурный график не нужен (принципы проектирования указанной системы изложены ниже).

Тепловые генерирующие установки первого звена для минимизации затрат второго звена и своих собственных затрат на транспортировку теплоносителя должны отпускать его с как можно более высокой температурой (желательно  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). При этом немного растут потери во втором звене, т. е. необходима хорошая теплоизоляция.

Таким образом, для первого звена, как и для четвертого, при наличии возможности самостоятельного регулирования температуры воздуха в помещениях потребителей температурный график при эксплуатации не должен использоваться. Температура подаваемого теплоносителя должна быть максимально допустимой (соответственно  $150$  и  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), а расход теплоносителя — соответственно минимально допустимым, рассчитываемым для системы отопления при расчетной (минимальной) температуре наружного воздуха исходя из тепловой нагрузки четвертого звена с учетом теплопотерь второго звена, минимальной температуры обратной воды четвертого звена ( $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), равной нормированной температуре воздуха в помещении ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) с рекомендуемым запасом ( $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), и соответственно минимальной температуры обратной воды второго звена ( $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), равной обратной температуре воды четвертого звена с рекомендуемым запасом. При наличии третьего звена второе звено должно быть двухтрубным.

Итак, можно сделать вывод, что при проектировании систем теплоснабжения нужно анализировать одновременно затраты всех четырех звеньев с учетом отмеченных основных факторов. Оптимальным вариантом следует признать минимальный по стоимостным затратам. В идеале можно составить математическую модель (программу расчета затрат на изготовление и эксплуатацию) системы теплоснабжения, состоящую из четырех взаимозависимых подпрограмм, включающих сравнительный экономический анализ различных факторных комбинаций. При этом первоначальный вариант программы может быть достаточно простым и иметь возможность дальнейшего усовершенствования (добавления новых модулей и введения исходных данных). При разработке программы можно использовать нижеизложенные рекомендации.

**Первое звено** — температура отпускаемой (прямой) воды —  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура обратной не нормируется (вплоть до практического равенства с прямой при отсутствии теплопотребления, но не ниже  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  при максимальном теплопотреблении по вышеуказанным причинам). Требуемый подогрев в генераторных установках — автоматический. Производительность сетевого насоса рассчитывается исходя из максимальной тепловой нагрузки потребителей (отопления и ГВС), вычисляемой на основе обоснования потребности в топливе с учетом потерь в сетях, собствен-

ных нужд (при отсутствии данных в первом приближении могут приниматься суммарно равными 10 %) и указанного перепада температур (110 °С). Требуемый напор насоса определяется конкретными эксплуатационными условиями второго звена (температура теплоносителя, протяженность и диаметр теплотрассы, пьезометрический график и др.), но давление на входе обратной магистрали в котельную должно быть не ниже 6 кгс/см<sup>2</sup> во избежание вскипания при малой тепловой нагрузке потребителей (в противном случае должна автоматически включаться подпитка сети).

Во избежание конденсации водяных паров на поверхностях нагрева вследствие уменьшения температуры обратной воды ниже температуры точки росы у котлов следует предусматривать соответствующие рециркуляционные насосы (подогрев обратной воды непосредственно перед котлами до 60 °С при сжигании природного газа или низкосернистого жидкого топлива и до 120 °С при сжигании высокосернистых топлив с минимальным коэффициентом избытка воздуха) [3]. Положительным моментом в данном случае нужно признать наличие частотно-регулируемого привода сетевых циркуляционных и рециркуляционных насосов.

Производительность циркуляционных сетевых насосов  $G$ , кг/с, элементов первого звена (теплогенерирующего объекта) определяется из выражения

$$G = Q/(c\Delta t), \quad (1)$$

где  $Q$  — максимальная расчетная тепловая мощность, кВт;  $c$  — удельная теплоемкость обратной воды, кДж/(кг · °С);  $\Delta t$  — перепад температур прямой и обратной воды, составляющий 80 °С при качественном регулировании отпуска теплоносителя по температурному графику 150/70 °С и 110 °С при предлагаемом количественном регулировании по графику 150/40 °С.

Таким образом, при предлагаемой системе теплоснабжения с количественным регулированием подачи теплоносителя имеем перепад температур прямой и обратной воды на 38 % больше, что приведет к соответственному снижению производительности и расхода электроэнергии сетевыми насосами. При прокладке новых сетей отопления на 20 % уменьшится диаметр трубопроводов, на 44 % — площадь их поверхности и стоимость (без учета теплоизоляции).

**Второе звено** — двухтрубная система, диаметр труб рассчитывается исходя из производительности сетевого насоса и нормируемой предельной скорости воды 1,5 м/с. Протяженность и трассировка теплотрассы определяются конкретными условиями эксплуатации. Теплоизоляция трубопроводов должна соответствовать нормативным требованиям по тепловым потерям.

В данном звене при температурном графике качественного регулирования 150/70 °С, расчетной температуре наружного воздуха  $t_{н.в} = -31$  °С и среднесезонной  $t_{н.в} = -5$  °С (для Нижнего Новгорода) среднесезонная температура прямой воды составляет 85 °С, обратной — 47 °С, т. е. при допущении линейного распределения среднесезонная температура теплоносителя трубопроводов теплоснабжения  $t_T = 66$  °С. Тогда среднесезонный перепад температур трубопровода и наружного воздуха (при отсутствии теплоизоляции и пренебрежении термическим сопротивлением металлической стенки), определяемый из выражения

$$\Delta t_c = t_T - t_{н.в}, \quad (2)$$

равен 71 °С.

При предлагаемой системе количественного регулирования температура прямой воды составляет 150 °С, обратной — 40 °С, т. е. при допущении линейного распределения среднесезонная температура трубопроводов теплоснабжения  $t_T = 95$  °С. Тогда среднесезонный перепад температур трубопровода и наружного воздуха (при отсутствии теплоизоляции)  $\Delta t_c = 100$  °С, что на 41 % выше, чем при качественном регулировании.

Согласно [2] коэффициент теплоотдачи трубопровода можно найти по формуле

$$\alpha = \alpha_{л} + \alpha_{к}. \quad (3)$$

Входящие в выражение (3) коэффициенты теплоотдачи излучением  $\alpha_{л}$  и конвекцией  $\alpha_{к}$  определяются по формулам:

$$\alpha_{л} = C[(T_T/100)^4 - (T_{н.в}/100)^4]/(T_T - T_{н.в}); \quad (4)$$

$$\alpha_{к} = 1,16[(T_T - T_{н.в})/d]^{0,25}, \quad (5)$$

где  $C = 3,3$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С<sup>4</sup>) — средний коэффициент излучения наружной поверхности изоляции (оцинкованное железо);  $T_T = t_T + 273$  °С — абсолютная среднесезонная температура трубопровода теплоснабжения (при отсутствии теплоизоляции);  $T_{н.в} = t_{н.в} + 273$  °С — то же

наружного воздуха;  $d$  — наружный диаметр трубопровода отопления, м.

Расчеты по формулам (3) — (5) показывают, что при предлагаемой схеме количественного регулирования теплоносителя коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  повышается на 18 % по сравнению с качественным регулированием, что приводит к увеличению потерь в имеющихся сетях при отсутствии теплоизоляции на 59 % (41 % + 18 %). Данный вывод применим и для сетей с изоляцией, т. е. для избежания роста потерь в сетях теплоснабжения потребуется соответствующее увеличение толщины и стоимости теплоизоляции.

При прокладке новых сетей идентичной тепловой мощности (см. выше) площадь их поверхности уменьшится на 44 %, т. е. расходы на теплоизоляцию возрастут на 15 % (59 % — 44 %).

**Третье звено** — многоканальный (в зависимости от степени автоматизации) погодный компенсатор. Системы отопления и ГВС четвертого звена — независимые (через соответствующие рекуператоры и циркуляционные насосы), подпитка системы отопления — автоматическая от сети теплоснабжения (желательно предусмотреть регулятор перепада давления на входе в теплопункт труб теплоснабжения второго звена), подпитка сети ГВС — автоматическая от водопровода ХВС. Подпитка должна включаться при падении давления в системе перед соответствующим циркуляционным насосом ниже нормированного значения  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  и отключаться при достижении первоначального заданного значения.

Температура подачи воды потребителям ГВС —  $60^\circ\text{C}$  (постоянная) обеспечивается установкой терморегулирующего расходного клапана на входе в рекуператор ГВС греющей воды второго звена. Требуемая максимальная производительность циркуляционного насоса системы четвертого звена (с частотно-регулируемым приводом, обеспечивающим постоянное минимально требуемое давление в точках водоразбора  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ , но при этом давление на входе в циркуляционный насос не должно быть ниже  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ , в противном случае требуется подпитка системы) определяется исходя из максимальной тепловой нагрузки потребителей (с учетом рекомендуемого запаса 25 %).

Температура подачи воды в систему отопления потребителей —  $95^\circ\text{C}$  (постоянная) обеспечивается установкой терморегулирующего расходного клапана на входе в отопи-

тельный рекуператор греющей воды второго звена. Расчетная производительность циркуляционного насоса определяется исходя из максимальной отопительной тепловой нагрузки потребителей и указанного максимального перепада температур  $65^\circ\text{C}$  ( $95^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$ ).

**Четвертое звено** — двухтрубная система отопления с установкой индивидуальных радиаторных терморегуляторов. Максимальная требуемая тепловая мощность радиаторов определяется исходя из максимальной нагрузки (объема отапливаемого помещения, теплоизоляции здания, световых проемов, расположения на этаже, стороны света и др.). Информация по системе ГВС приведена выше.

В данном звене при температурном графике качественного регулирования  $95/70^\circ\text{C}$  и расчетной температуре наружного воздуха  $-31^\circ\text{C}$  и среднесезонной  $t_{\text{н.в.}} = -5^\circ\text{C}$  среднесезонная температура прямой воды составляет  $59^\circ\text{C}$ , обратной —  $47^\circ\text{C}$ , т. е. при допущении линейного распределения среднесезонная температура радиаторов отопления  $t_p = 53^\circ\text{C}$ . Примем температуру воздуха в отапливаемых помещениях  $t_b = 20^\circ\text{C}$ . При этом перепад температур радиатора и воздуха помещения, определяемый из выражения

$$\Delta t_p = t_p - t_b, \quad (6)$$

равен  $33^\circ\text{C}$ .

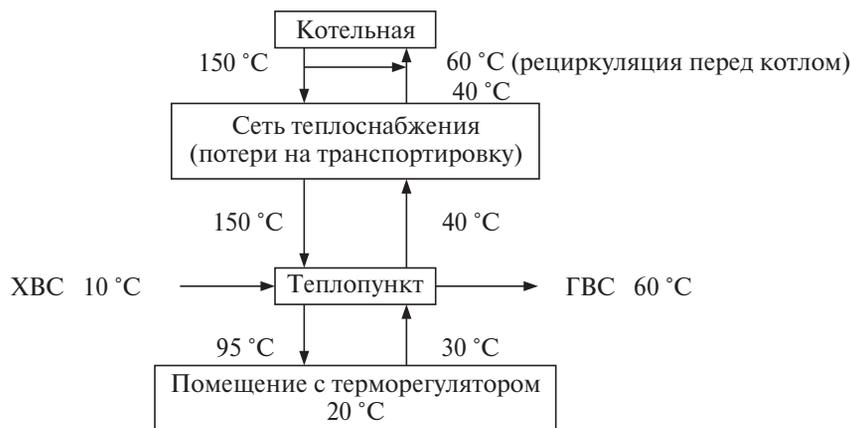
При предлагаемой системе количественного регулирования температура прямой воды составляет  $95^\circ\text{C}$ , обратной —  $30^\circ\text{C}$ , т. е. при допущении линейного распределения среднесезонная температура радиаторов отопления  $t_p = 63^\circ\text{C}$ . Тогда перепад температур радиатора и воздуха помещения  $\Delta t_p = 43^\circ\text{C}$ , что на 30 % выше, чем при качественном регулировании, т. е. имеется возможность снизить соответствующим образом площадь (или количество) радиаторов отопления.

Согласно [2] коэффициент теплоотдачи радиатора можно найти по формуле (3). Здесь коэффициенты теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}}$  и конвекцией  $\alpha_{\text{к}}$  определяют по формулам:

$$\alpha_{\text{л}} = C_1[(T_p/100)^4 - (T_b/100)^4]/(T_p - T_b); \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{к}} = 1,16[(T_p - T_b)/d_p]^{0,25}, \quad (8)$$

где  $C_1 = 4,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}^4)$  — средний коэффициент излучения радиатора;  $T_p = t_p + 273^\circ\text{C}$  — абсолютная температура радиатора;  $T_b = t_b + 273^\circ\text{C}$  — абсолютная температура воздуха отапливаемого помещения;  $d_p$  — наружный диаметр радиатора трубного (примем для уп-



рошения оценки эффективности отопления) типа, м.

Расчеты по формулам (3), (7), (8) показывают, что при предлагаемой схеме количественного регулирования коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  повышается на 6 % по сравнению с качественным регулированием. Таким образом, использование предлагаемой системы теплоснабжения с количественным регулированием теплоносителя позволяет снизить площадь (или число) радиаторов отопления четвертого звена системы теплоснабжения на 36 % (30 % + 6 %). Упрощенная предлагаемая схема четырехзвенной системы теплоснабжения потребителей приведена на рисунке.

Анализ гидравлического режима не рассматривается в данной статье (прежде всего это возможность гидравлической разрегулировки, но с внедрением регуляторов перепада давления на теплопунктах — элементах третьего звена и отдельных участках тепло-трассы — элементах второго звена решение задачи автоматического гидравлического регулирования систем теплоснабжения представляется возможным).

Предлагаемая четырехзвенная система теплоснабжения с количественным регулированием подачи теплоносителя при начальной температуре 150 °C и расчетной (неконтролируемой) температуре возвращаемой воды 40 °C по сравнению с используемой в настоящее время системой качественного регулирования

отпуска теплоносителя по температурному графику 150/70 °C имеет следующие преимущества и недостатки:

уменьшение площади (или числа) радиаторов отопления помещений на 36 %;

снижение производительности и расхода электроэнергии сетевыми насосами на 38 %;

уменьшение диаметра трубопроводов на 20 % при прокладке новых сетей и соответственно уменьшение площади их поверхности и стоимости на 44 % без учета теплоизоляции;

повышение расходов на теплоизоляционные работы на 15 % при прокладке новых сетей;

увеличение потерь в имеющихся сетях на 59 % и соответствующее увеличение расходов на дополнительные теплоизоляционные работы.

#### Список литературы

1. **Федеральный закон РФ № 261-ФЗ** от 23.11.2009 “Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации”. — Российская газета, 2009, 27 ноября.
2. **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для вузов. 8-е изд. — М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
3. **Бузников Е. Ф., Родатис К. Ф., Берзиньш Э. Я.** Производственные и отопительные котельные. — М.: Энергоатомиздат, 1984.

voevodin1959@rambler.ru