

- ж) для рынков электроэнергии на этапе перехода следует рассмотреть установление ответственности за регулирование методов распределения затрат на тепловую и электрическую энергию ТЭЦ одним и тем же регулятором;
- з) для либерализованных рынков электроэнергии рекомендуется, чтобы руководящие принципы распределения затрат на тепловую и электрическую энергию ТЭЦ обеспечивались регуляторами, но чтобы компаниям ТЭЦ разрешалось определять метод распределения затрат с учетом цен, доходов, спроса и других условий на рынке;
- и) поскольку не существует одного правильного способа распределения выгод ТЭЦ на тепловую и электрическую энергию, который бы подходил для всех ситуаций на рынке, регуляторы должны позволять соответствующую гибкость в выборе методов распределения затрат производителям КТЭ, которая даст им возмож-

ность управлять двумя отдельными рынками тепловой и электрической энергии в конкретных обстоятельствах.

Хотя в странах БСС, как правило, нет конкретной политики развития ТЭЦ, концепция энергосбережения стала важнейшей, содействуя также развитию ТЭЦ. Однако сейчас регуляторы могут устанавливать тарифы для потребителей таким образом, что предприятия имеют мало возможностей распределять затраты ТЭЦ на тепловую и электрическую энергию, чтобы оба продукта были конкурентными на соответствующих рынках. Такая практика не поддерживает дальнейшее, конкурентное развитие ТЭЦ.

В городах, в которых ТЭЦ обеспечивают существенную долю тепловой энергии для систем ЦТ, распределение выгод процесса когенерации, а не установление цен на теплоту на том же уровне, что и котельных, может значительно снизить цену на тепловую энергию для потребителей.

ТЭЦ могут и должны существовать без поддержки в среднем и долгосрочном периоде. Однако, конкурентоспособность новых ТЭЦ в краткосрочном периоде зависит от конкретной рыночной ситуации. Считается, что на рынках, на которых необходимы новые мощности электроэнергии и имеется адекватная тепловая нагрузка, ТЭЦ – наиболее вероятный тип новых электростанций. В этом случае специальные мероприятия по поддержке ТЭЦ не нужны.

Очевидно, что без вмешательства государства в ценообразование на топливо и теплоту, вырабатываемую ТЭЦ, невозможно добиться дальнейшего развития централизованного теплоснабжения, дающего самую дешевую и экономичную тепловую энергию для населения. Как говорится, «пора и власть употребить» в этом важнейшем государственном вопросе.

Доктор техн. наук, проф.
Тарадай А. М.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕМЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА ОДНОТРУБНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Комментарии В. В. Пыркова к статье В. А. Милейковского «Математическое моделирование переменного гидравлического режима однотрубных вертикальных систем водяного отопления»

Динамическое моделирование – новый шаг в понимании работоспособности систем отопления. Характерный профессиональный недостаток, доставшийся нам в наследство, – рассмотрение и проектирование систем в статическом состоянии, т. е. реально никогда не существующем. Такой упрощенный подход и пренебрежение динамическими процессами, происходящими в системе за отопительный период и за весь срок ее эксплуатации, привел к потере инже-

нерной интуиции. Как результат, – неработоспособность и низкая энергоэффективность систем, нарекания потребителей, неспособность специалистов оценить и, тем более, объяснить заказчику значимость того или иного технического решения.

Расчет систем в различных условиях эксплуатации – при полной и частичной нагрузке – является обыденным при подготовке современных специалистов. Теперь этот подход стали реализовывать и у нас. Уже первые шаги гидравлического моделирования, осуществленные автором статьи, показывают существенную разницу в распределении теплоносителя между потребителями при расчетном (проектном) и динамическом режимах. Такое моделирование дает

возможность оценить влияние на систему внутренних и внешних факторов, оценить работу терморегуляторов и балансировочной арматуры, определить влияние изменения температуры теплоносителя, конструктивного исполнения стояков и т. д. Эти знания позволяют профессионально подойти к однотрубным системам при термомодернизации существующих зданий, найти обоснованные решения повышения их энергоэффективности.

Благодарим автора статьи за предоставленную полную версию статьи, опубликованную в специализированных изданиях. Желаем успехов в совершенствовании математической модели.

Вступление

Эффективное использование энергетических ресурсов является важной и актуальной экологической и экономической задачей. Ископаемые энергетические ресурсы исчерпываются, что приводит к повышению стоимости тепловой и электрической энергии. В результате деятельности человечества выбросы тепловой энергии в атмосферу (энергетическое загрязнение) по величине приближаются к разности между поступлением и отражением в космос солнечной энергии. Расчеты по математической модели Земли [1], разработанной Н.Н. Моисеевым, показали, что неконтролируемое энергетическое загрязнение атмосферы приведет к нарушению глобальных воздушных потоков. Результатом этого являются неконтролируемые, неуправляемые и непрогнозируемые глобальные изменения климата, который может стать малоприспособленным для жизни. Поэтому выживание человечества невозможно без обеспечения энергоэффективности всех областей хозяйства, в отдельных случаях, вопреки экономическим требованиям.

Одним из основных источников энергетического загрязнения являются системы теплообеспечения зданий. Повышение энергоэффективности отопления предусматривает подачу теплоты в каждое помещение в соответствии с его потребностью. Большинство систем отопления многоэтажных зданий Украины, России и других пост-советских государств являются однотрубными. Замена их двухтрубными системами, в которых возможно более эффективное регулирование, нуждается в существенных капитальных затратах, что является проблематичным для населения, организаций и государства. Поэтому целесообразно искать пути эффективной модернизации однотрубных систем отопления.

В водяных системах отопления для обеспечения теплового комфорта в помещениях и экономии энергоресурсов в Украине согласно п. 3.14 СНиП 2.04.05-91 с изменениями [2] все отопительные приборы должны

быть оборудованы автоматическими терморегуляторами. Подобные требования есть в Российской Федерации. По п. 6.3.13 СНиП 41-01-2003 [3] "в жилых и общественных зданиях у отопительных приборов следует устанавливать, как правило, автоматические терморегуляторы", т. е. на данное время допускается лишь в порядке исключения устанавливать ручные краны. При таких условиях необходима автоматическая увязка циркуляционных колец, которую для однотрубных систем осуществляют автоматическими клапанами-ограничителями расхода на стояках согласно п. 3.59 СНиП 2.04.05-91 [2]. СНиП 41-01-2003 [3] пока не нормирует такое техническое решение, хотя на практике его широко применяют. Эти регуляторы обеспечивают постоянный проектный расход теплоносителя в стояках независимо от потери давления в них и в магистралях, т. е. при любом положении терморегуляторов. Для этого следует обеспечить перепад давления на автоматических регуляторах расхода не меньше 16...20 кПа.

Если автоматически не стабилизировать гидравлический режим системы отопления, то при закрытии терморегуляторов определенных стояков расход теплоносителя в этих стояках уменьшится, а в других стояках – увеличится. Это приведет к перегреву помещений, через которые проходят стояки с увеличенным расходом, и недогреву помещений, которые обслуживаются стояками с меньшим расходом. Терморегуляторы отреагируют на этот недогрев или перегрев с опозданием. Поэтому жители перегретых квартир будут вынуждены переплачивать за лишнюю теплоту, а недогретых – терпеть переохлаждение.

Для уменьшения стоимости модернизации системы и снижения потерь давления теплоносителя в системе вместо ограничителей расхода иногда применяют упрощенный вариант – ручные балансировочные вентили – средства статического регулирования, перепад давления в которых выставляют вручную. Рекомендованный перепад давления в них должен составлять не меньше 3 кПа.

1. Анализ экспериментальных исследований однотрубных систем отопления

Для повышения энергоэффективности однотрубных систем отопления необходимо автоматическое регулирование расхода теплоносителя в стояках и снижение температуры теплоносителя в обратной магистрали [4] в сочетании с автоматизацией индивидуального теплового пункта или местного источника энергии (СНиП 2.04.05-91 п. 3.15 [2]; в Российской Федерации согласно п. 6.1.2 СНиП 41.03.2003 [3] для зданий тепловой мощностью до 50 кВт допускается не выполнять автоматизацию). Несмотря на это, в статье [5] предлагается ограничиться лишь автоматизацией теплового пункта без автоматического регулирования расхода в стояках. При этом Москомэкспертизой [5] рекомендовано выполнять перерасчет соответственно общему уменьшению теплотеперь утепленного здания и запаса поверхности отопительных приборов, который при проектировании принимали до 15 %:

- параметров теплоносителя в системе отопления;
- графика подачи теплоты в зависимости от изменяющейся температуры наружного воздуха.

Для обоснования этих положений приведены результаты экспериментов, выполненных в термомодернизированных жилых зданиях серии II-18-01/12 в г. Москва по ул. Обручева. Выполнено сравнение теплотребления зданий с контроллерами в тепловом пункте и терморегуляторами:

- № 57 без терморегуляторов, а контроллер настроен по рекомендациям Москомэкспертизы (температурный график 85-64 °С);
- № 59, где контроллер настроен на тот же расход, но используется стандартный проектный температурный график 95-70 °С;
- №№ 47, 49, 53 и 61, где контроллер настроен на проектный расход и температурный график;
- №№ 51 и 63 – без контроллера в тепловом пункте.

Результаты измерений подтвердили

целесообразность снижения параметров теплоносителя [4]. Кроме того, авторы обращают внимание на неэффективное использование терморегуляторов жильцами, поскольку во всех зданиях они оставались полностью открытыми.

Жильцы еще не привыкли к необходимости экономить энергию и устанавливают терморегуляторы в максимальное положение. Иногда их даже используют без сенсоров или демонтируют с заменой на шаровые краны. Такое положение приводит к повышению платы за отопление, разрегулированию всей системы, и, как результат, необеспеченности теплового комфорта в помещениях.

Итак, одновременно с установкой индивидуального автоматического регулирования теплоотдачи отопительных приборов (терморегуляторами) следует обеспечивать поквартирный и домовый учет потребленной тепловой энергии, что

является действенным механизмом экономии тепловой энергии жильцами после неотвратимого ежегодного повышения тарифа на отопление.

В горизонтальных системах водяного отопления для обеспечения учета теплотребления устанавливают общий счетчик тепловой энергии в индивидуальном тепловом пункте и теплосчетчики в квартирах. В вертикальных двухтрубных и однотрубных системах конструктивно невозможно применить поквартирный учет теплосчетчиками. Поэтому используют приборы-распределители тепловой энергии на отопительных приборах для учета фактического теплотребления квартирами. Ими распределяют потребленную тепловую энергию зданием между жителями согласно температуре теплоносителя в отопительных приборах и температуре воздуха в помещениях квартиры. Безусловно, такой подход является новым для жителей и нуждается в ответственном и заинтере-

сованном отношении потребителя к экономии энергии. Для этого необходима широкая образовательная акция. В таком случае жители сознательно станут настраивать терморегуляторы на необходимую именно для них комфортную температуру и экономить энергоресурсы соответственно своим возможностям. Именно по такому сценарию гидравлический режим системы отопления становится зависимым не только от внутренних и внешних теплоступлений в помещение, а и от вмешательства жителей при регулировании температуры воздуха в помещении, например, от прикрытия терморегуляторов при уходе на работу. Такие режимы работы системы отопления являются существенно отличающимися от их проектного режима и нуждаются в соответствующем моделировании для проверки обеспеченности тепловой и гидравлической устойчивости системы, а также оптимизации ее энергопотребления.

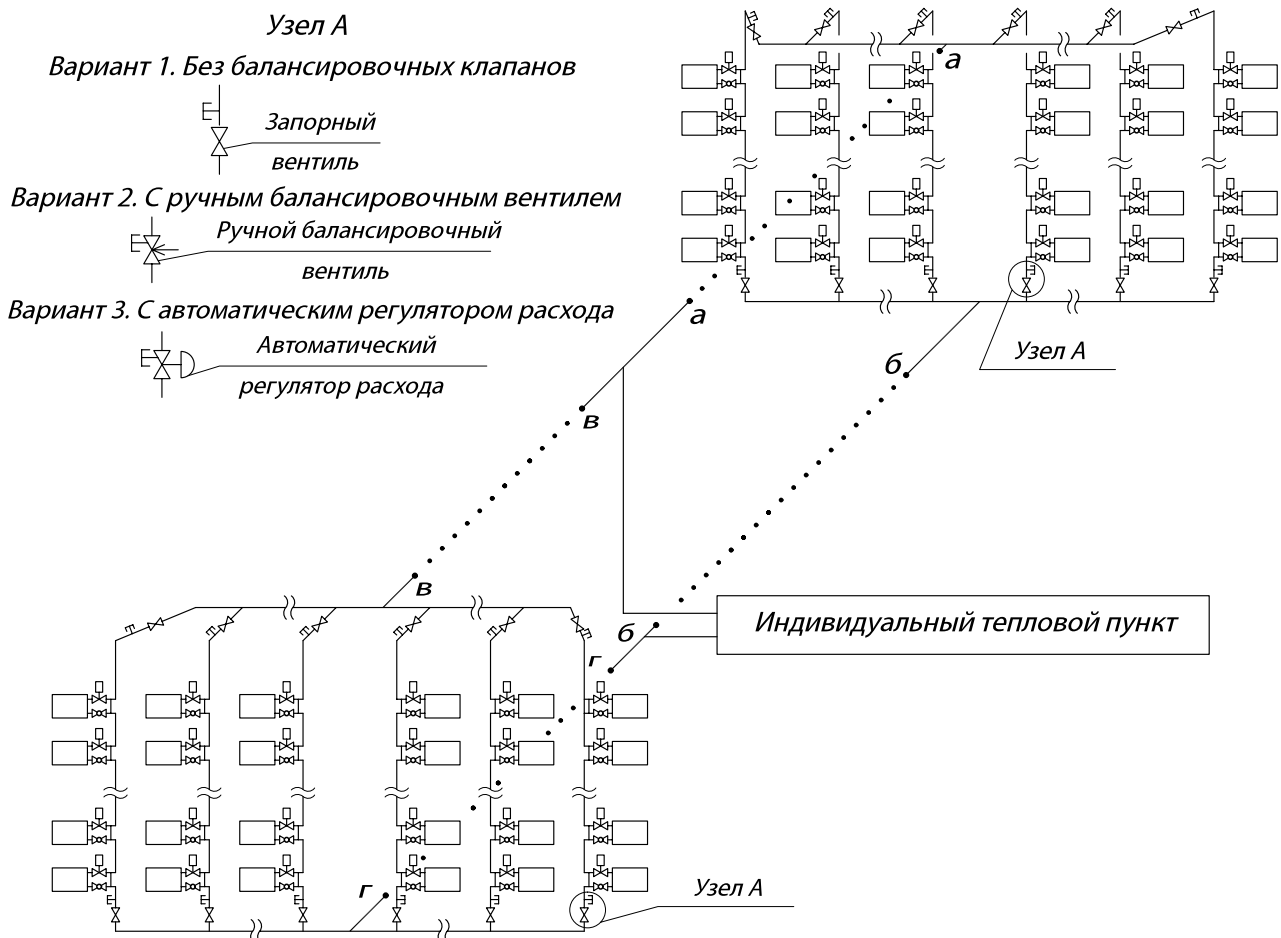


Рис. 1. Схема системы отопления

2. Математическая модель переменного гидравлического режима однотрубной системы отопления

Исследование переменного гидравлического режима выполнено на созданной для LibreOffice Calc математической модели однотрубной вертикальной системы водяного отопления с терморегуляторами на всех приборных узлах (рис. 1) для дома с количеством этажей 1...20. Каждый приборный узел по выбору имеет осевой либо смещенный замыкающий участок. Использован метод характеристик сопротивления в соответствии с рекомендациями [6]. Для потерь давления, Па, на участке использована формула (формула (10.16) в [6]):

$$\Delta p = SG^2, \quad (1)$$

где G – расход теплоносителя, кг/ч, а S – характеристика сопротивления участка, Па·ч²/кг² [6] формула (10.17):

$$S = A(\lambda \ell / d_e + \Sigma \zeta) = A \zeta_{np}, \quad (2)$$

A – удельное динамическое давление, Па·ч²/кг², по [6] формула (10.18):

$$A = 1/1620000 \rho v^2 d_e^4, \quad (3)$$

λ – коэффициент сопротивления трению или коэффициент Дарси. В данной математической модели использованы зависимости, в соответствии с [7] формулы (V-14) и (VI-48). Для ламинарного режима:

$$\lambda = 64/R_e; \quad (4)$$

для турбулентного режима – формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(k_e/d_e + 68/R_e)^{0,25}, \quad (5)$$

ℓ – длина участка, м; d_e – внутренний диаметр трубопровода, м; $\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке; Re – число Рейнольдса:

$$Re = u_d/v; \quad (6)$$

ζ_{np} – приведенное сопротивление участка; ρ и v – соответственно, плотность, кг/м³, и кинематическая

вязкость, м²/с, теплоносителя-воды, (приняты согласно табл. I.6 приложения I в [6]). В модели заложены авторские аппроксимационные формулы повышенной точности при температуре $t = 0 \dots 190$ °C:

$$\rho = (((2,337 \theta - 15,205) \theta + 39,325) \theta - 72,596) \theta + 4,658) \theta + 999,818, \quad (7)$$

$$v = \text{tg}(\exp(0,0594 - 1,3065 \theta - 3,0929 \theta^2 + 19,2656 \theta^3 - 64,046 \theta^4 + 127,1067 \theta^5 - 154,31337 \theta^6 + 115,53354 \theta^7 - 51,99116 \theta^8 + 12,885044 \theta^9 - 1,350976 \theta^{10})) \times 10^{-6}, \quad (8)$$

$$\theta = t/100. \quad (9)$$

Погрешность аппроксимации плотности $\pm 0,064$ кг/м³ или $\pm 0,064$ %. Погрешность аппроксимации кинематической вязкости $\pm 0,00289 \times 10^{-6}$ м²/с или $\pm 0,49$ %.

Для диапазона температур $t = 0 \dots 110$ °C использована более точная авторская аппроксимация кинематической вязкости с погрешностью $\pm 0,00042 \times 10^{-6}$ м²/с или $\pm 0,075$ %:

$$v = \text{tg}(\exp(((((((4919,099 - 875,045 \theta) \theta - 11855,132) \theta + 15990,855) \theta - 13214,1125) \theta + 6877,6466) \theta - 2229,9527) \theta + 428,7261) \theta - 43,6471) \theta + 0,25465) \theta + 0,0595)) \times 10^{-6}. \quad (10)$$

Значение коэффициента местного сопротивления ζ в значительной степени зависит от качества его выполнения и от скорости v при $v < 0,2$ м/с. Сопротивление тройника кроме этого зависит от отношения расходов в его патрубках и их диаметров. Математическая модель позволяет выбрать или приближенные значения коэффициентов местных сопротивлений (приложение II, табл. II.11 и II.12 [6]), или согласно экспериментальным данным НИИ санитарной техники (приложение II, табл. II.10 [6]). Местные сопротивления тройников при наличии прохода выбираются из приложения II, табл. II.13 [6] линейной интерполяцией. Для тройников с двумя ответвлениями без прохода применены авторские аппроксимационные формулы: на слияние потоков –

$$\zeta = 1,636 - (-0,5778 - (1,3567 - (-0,1271 - 0,00757/\hat{G})/\hat{G})/\hat{G}); \quad (11)$$

на разделение потоков –

$$\zeta = (1,634 + 0,839/\hat{G})/\hat{G} - 0,216, \quad (12)$$

где \hat{G} — отношение расхода в рассматриваемом участке к расходу в стволе тройника, т. е. в патрубке тройника с наибольшим расходом.

Характеристика сопротивления S , Па·ч²/кг², последовательно соединенных участков определена как сумма характеристик сопротивления S_i , Па·ч²/кг², каждого участка (согласно формулы (10.21) [6]). Характеристика, Па·ч²/кг², сопротивления N параллельно соединенных участков, каждый из которых имеет характеристику сопротивления S_i , Па·ч²/кг², определена по формуле (10.21) в [6]:

$$S = (\Sigma S_i^{-1/2})^{-2}. \quad (13)$$

Для радиаторных узлов с общим расходом теплоносителя G , кг/ч, расходом теплоносителя в отопительном приборе $G_{o,n}$, кг/ч, и расходом теплоносителя в замыкающем участке G_3 , кг/ч, терморегулятор задает коэффициент затекания теплоносителя к отопительному прибору $\alpha = G_{o,n}/G$. Тогда расход теплоносителя в замыкающем участке:

$$G_3 = (1 - \alpha)G. \quad (14)$$

Рассчитанная по формуле (14) характеристика сопротивления замыкающего участка S_3 , Па·ч²/кг², позволяет определить характеристику сопротивления приборного узла S_n , Па·ч²/кг², из уравнения равенства потерь давления в замыкающем участке и целом узле. По формуле (1) эти потери давления составляют:

$$\Delta p = S_3 G_3^2 = S_n G^2. \quad (15)$$

Подставляем зависимость (14) в уравнение (15) и получаем после преобразований формулу перерасчета:

$$S_n = S_3(1 - \alpha)^2. \quad (16)$$

Таким образом, характеристика сопротивления этажестояка, который состоит из трех последовательных участков: верхней части (характеристика сопротивления $S_в$, Па·ч²/кг²), приборного узла и нижней части (характеристика сопротивления $S_н$, Па·ч²/кг²), определяется суммированием характеристик сопротивления с учетом формулы (16), Па·ч²/кг²:

$$S_n = S_в + S_3(1 - \alpha)^2 + S_н. \quad (17)$$

При охлаждении теплоносителя в отопительных приборах и трубопроводах его плотность возрастает по формуле (7). Теплоноситель с большей плотностью вытесняет теплоноситель с меньшей плотностью, что приводит к появлению естественного циркуляционного давления, который определяют по формулам (10.12), (10.12а), (10.13) в [6]:

$$\Delta p_{e,np} = \beta \beta_1 \beta_2 g \Sigma Q_{ni} h_i / c G_{cm} = \beta g (t_z - t_o) \Sigma Q_{ni} h_i / \Sigma Q_{ni}, \text{ Па}, \quad (18)$$

где $\beta = (\rho(t_o) - \rho(t_z)) / (t_z - t_o)$ – средний прирост плотности при снижении температуры на один градус, кг/(м³·°С); β_1 – поправка на невозможность подбора отопительного прибора точно на требуемый тепловой поток, поскольку отопительные приборы изготавливают с достаточно грубым шагом теплопередачи (табл. 9.4 в [6]); β_2 – поправка на дополнительные теплотери частью стены за отопительным прибором в результате дополнительного подогрева ее внутренней поверхности (табл. 9.5 в [6]); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; Q_{ni} – тепловая нагрузка этажестояка помещения на i -м этаже, Вт; h_i – вертикальное расстояние между центром нагрева (подающий трубопровод индивидуального теплового пункта) и центром охлаждения (центр отопительного прибора), м; $c = 4187 \text{ Дж/(кг·°С)}$ – среднее значение удельной теплоемкости теплоносителя; G_{cm} – расход теплоносителя в стояке, кг/ч; t_z и t_o – температура горячего и охлажденного теплоносителя, °С.

Поскольку на данном этапе моделирования гидравлического режима температура теплоносителя не учи-

тывается, то выполнена пока косвенная оценка влияния этого давления. Если в стояке перекрываются все терморегуляторы, то его отопительные приборы не отдают теплоту и по формуле (18) $\Delta p_{e,np} \approx 0$. Исчезновение естественного давления эквивалентно появлению дополнительных потерь давления в стояке, которые равняются исчезнувшему естественному давлению. Такое моделирование позволяет лишь оценить значимость влияния естественного давления.

Последовательность расчета принята такой:

1. Принимаем расчетные расходы теплоносителя на участках по зависимости (формула (10.14) в [6]):

$$G = \beta_1 \beta_2 \Sigma Q_{ni} / c (t_z - t_o), \quad (19)$$

где Q_{ni} – теплотери помещений, обслуживаемых участком, Вт;

2. При необходимости определяем естественное давление для каждого стояка согласно зависимости (18);

3. Рассчитываем потери давления на участках и в системе в целом Δp_{cuc} , Па, по формулам (1)...(17);

4. Определяем общий расход, кг/ч, теплоносителя в системе по формуле (1):

$$G_{cuc} = (\Delta p_{cuc} / S)^{1/2}; \quad (20)$$

5. Распределяем общие расходы теплоносителя G_{Σ} , кг/ч, между параллельными частями системы с расходами G и G_{nap} с соответствующими характеристиками сопротивления S и S_{nap} по формуле (1) и формуле (10.23) в [6]

$$G = G_{\Sigma} / (1 + (S/S_{dp})^{1/2}); \quad (21)$$

6. Если расходы на участках изменились больше, чем допустимое отклонение, переходим к п. 3.

3. Результаты математического моделирования

Рассмотрим характерные типы зданий:

I. Пятиэтажное жилое здание 60-х годов XX ст. имеет 12 и 15 стояков на фасадах, из них, соответствен-

но, 6 и 3 стояка проходят в кухнях; II. Девятиэтажное жилое здание 80-х годов XX ст., секция которого имеет 6 и 7 стояков на фасадах, среди которых по 2 стояка на фасад проходят в кухнях.

Варианты модернизации систем отопления с терморегуляторами после утепления зданий в соответствии с действующими нормами:

1. Стояки системы не имеют специальных устройств для увязки циркуляционных колец (увязка осуществлена диаметрами трубопроводов);

2. Стояки системы имеют ручные балансировочные вентили с потерей давления не меньше 3 кПа;

3. Стояки системы имеют автоматические регуляторы расхода. Такая система поддерживает проектный расход теплоносителя в стояках независимо от положений терморегуляторов. Этот вариант является базовым для сравнения.

Характерные режимы работы систем отопления:

а) расходы теплоносителя $G_{\delta,i}$ в каждом стояке соответствуют проектному значению;

б) один из фасадов здания освещен солнцем. Терморегуляторы соответствующих стояков закрыты, а помещения обогреваются теплотой от солнца;

в) использование кухонных плит в утреннее и вечернее время. Терморегуляторы соответствующих стояков закрыты, а кухни обогреваются теплотой от плит.

Нестабильность гидравлического режима оценена как наибольшее отклонение расхода теплоносителя в стояках G_i по сравнению с расходом $G_{\delta,i}$ в базовом режиме:

$$\varepsilon = \max(100 |G_i - G_{\delta,i}| / G_{\delta,i}), \%. \quad (22)$$

П. 3.31 СНиП 2.04.05.91 с изменениями [2], а также, СНиП 41-01-2003 [3] п. 6.3.5, требует выполнения условия гидравлической устойчивости системы: «в однотрубных системах потери давления в стояках... должны составлять не меньше 70 % общих потерь давления в циркуляционных кольцах без учета потерь

Таблица 1. Нестабильность гидравлического режима системы отопления

Характерный режим теплоснабжения в здании	Нестабильность гидравлического режима системы отопления в процентах (числитель – без учета естественного давления, знаменатель – с учетом) при способе гидравлической балансировки стояков		
	без балансировочных клапанов (вариант 1)	с ручными балансировочными вентилями (вариант 2)	с автоматическими регуляторами расхода (вариант 3)
Здание I. Пятиэтажное 60-х годов XX ст.			
освещение солнцем фасада	6,25/101	0,56/13	0/0
работа кухонных плит	3,72/П	0,20/21	0/0
Здание II. Девятиэтажное 80-х годов XX ст.			
освещение солнцем фасада	8,12/90	2,01/20	0/0
работа кухонных плит	4,64/П	0,89/33	0/0

Примечание. П – перетоки между стояками. Расчет невозможен.

давления в общих участках». При этом условия для 9-этажного здания магистрали имеют условный диаметр 32...65 мм. Для пятиэтажного здания, где стояки имеют меньшее сопротивление, условные диаметры магистрали должны быть 40...100 мм. Это приводит к повышению металлоемкости системы и падению скорости теплоносителя до 0,014 м/с. Такое падение способствует оседанию загрязнений теплоносителя и засорению магистралей. Поэтому для данного здания необходимо принимать диаметры магистралей до 65 мм, а на стояках необходимо обязательно устанавливать регулируемую арматуру для увязки давлений (балансировочные вентили или регуляторы расхода). Без них доля потерь давления в стояках будет составлять от 40 %.

Расчеты выполнены по формулам (1)...(22) согласно вышеприведенному алгоритму (табл. 1), а условием остановки является равенство расходов на следующем и предыдущем перерасчете (погрешность до машинного нуля).

Из табл. 1 видно, что использование ручных балансировочных вентилях по варианту 2 в сравнении с вариантом 1 частично стабилизирует гидравлический режим, но не устраняет влияния естественного давления. Однако в сравнении с вариантом 3, возникают периоды работы системы, когда жители будут либо ощущать дискомфорт, либо переплачивать за избыточную теплоту до 33 %. Отсутствие любых балансировочных клапанов (ручных или автоматических) по варианту 1 может привести к аварии системы

отопления – к остановке циркуляции теплоносителя и замерзанию отдельных стояков. Таким образом, ни вариант 1, ни вариант 2 не обеспечивают гидравлическую устойчивость системы отопления. Стабильный гидравлический режим обеспечивают лишь автоматические регуляторы расхода на стояках, в соответствии с вариантом 3.

Для полного анализа работы системы отопления необходимо моделирование не только гидравлического режима работы системы, как в данной работе, а и теплогидравлического, что предполагается осуществить в дальнейшем. Такое моделирование сможет учесть значительно больше переменных факторов. Выявить более существенную разницу между тремя способами гидравлической увязки циркуляционных колец, а также их влияние на обеспечение теплового комфорта в помещениях и на экономию энергоресурсов.

Выводы

1. Математическое моделирование гидравлического режима одноконтурной вертикальной системы водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали показало, что стабильный гидравлический режим обеспечивается только установкой автоматических регуляторов расхода на каждом стояке.

2. Отсутствие автоматических и ручных балансировочных клапанов на стояках может привести к существенному нарушению циркуляции теплоносителя в системе отопления.

3. Использование ручных балансировочных вентилях приводит к

частичной стабилизации гидравлического режима системы, но не может устранить влияния естественного давления на разрегулирование. Поэтому для повышения энергоэффективности одноконтурных систем водяного отопления необходимо устанавливать автоматические регуляторы расхода на каждом стояке в соответствии со СНиП 2.04.05-91 с изменениями.

4. В пятиэтажном здании с одноконтурной системой отопления без балансировочной арматуры на стояках выполнение нормативного требования по обеспечению потерь давления в стояках не менее 70 % приводит к экономически и технически нецелесообразному завышению диаметров общих участков и существенному снижению скорости теплоносителя в них.

Литература

1. Моисеев Н.Н. Экология человека глазами математика. — М.: Мол. гвардия, 1988. – 251 с.
2. СНиП 2.04.05-91 Отопление, вентиляция и кондиционирование. С изм. № 1, № 2 и № 2 (міждержавні)/ Госстрой СССР, Держбуд України. – М.: АПП ЦИТП, 1992. – 64 с.
3. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование/ Госстрой России. – СПб.: ДЕАН, 2010. – 144 с.
4. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Отопление. Изд. 3-е/ П. Н. Каменев, А. Н. Сканив, В. Н. Богословский и др. – М.: Стройиздат, 1975. – 483 с.
5. Ливчак В. И., Забегин А. Д. Преодоление разрыва между политической энергосбережения и реальной экономией энергоресурсов // Энергосбережение. АВОК– № 4. – 2011. – С. 13–22.
6. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3-х ч. Ч. 1. Отопление / В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканив и др.; под ред. И. Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.
7. Альшкуль А. Д., Киселёв П. Г. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1964. – 274 с.