

8.Мхитарян Н.М. Энергосберегающие технологии в жилищном и гражданском строительстве. – К.: Наукова думка, 2000. – 412 с.

*Получено 26.09.2006*

УДК 658.24

А.А.АЛЕКСАХИН, канд. техн. наук

*Харьковская национальная академия городского хозяйства*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТРУБОПРОВОДАХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ**

Предлагается формула для нахождения значений температуры теплоносителя в сечениях по длине подающего трубопровода тепловых сетей, которую можно использовать на начальных стадиях проектирования систем теплоснабжения. Выполнен анализ точности вычислений с использованием предложенной зависимости.

Большая протяженность тепловых сетей при централизованном теплоснабжении обуславливает существенные потери теплоты в окружающую среду при транспортировании теплоносителя по трубопроводам. Нормативными материалами [1] предельная величина тепловых потерь за счет охлаждения воды в трубопроводах теплосети в долях от отпущенной теплоты определены в размере 1% на каждые 100 м при длине трассы до 300 м; 2,9% на всю длину при протяженности до 500 м; 4,8% на всю длину при длине до 1000 м. При длине теплотрассы более 1000 м – не более 13% на всю длину.

Более точно при известной конфигурации тепловых сетей, диаметрах трубопроводов, способах прокладки и характеристике теплоизоляционной конструкции тепловые потери определяют по известной методике [2], которая предполагает предварительное разбиение сети на расчетные участки, в пределах каждого из которых диаметр и расход остаются неизменными. Температуру теплоносителя в конечной точке сети определяют по известной температуре на входе в трубопровод при поэтапном вычислении изменения температуры на каждом из участков. Сделать такие оценки на начальных этапах проектирования систем теплоснабжения районов застройки до проведения трассировки и выполнения гидравлического расчета тепловых сетей не представляется возможным, что затрудняет полноценное сравнение возможных вариантов исполнения системы теплоснабжения. Особенно важно учитывать остывание воды в квартальных сетях при устройстве индивидуальных тепловых пунктов для присоединения водонагревательных установок горячего водоснабжения. В этом случае охлаждение греющего теплоносителя в сетях должно быть компенсировано либо увеличением теплообменной поверхности водонагревателей, либо увеличением расходов сетевой воды.

Целью настоящего исследования является получение расчетной зависимости для определения температуры среды в любой точке по длине теплопровода, пригодной для использования в случаях, когда конфигурация тепловых сетей еще не детализирована.

Зависимость получена в предположении, что диаметр трубопровода меняется не дискретно от участка к участку, а монотонно от максимального в начале теплосети до минимального на вводе в наиболее удаленное здание. Изменение расхода теплоносителя в трубопроводах главного направления также происходит постоянно по длине трубопровода и может быть описано приведенным в [3] выражением, которое для подающего трубопровода тепловых сетей трансформируется к виду

$$G = G_{max} - G_n \cdot \frac{X}{L}, \quad (1)$$

где  $G_{max}$  – максимальный расход, т.е. расход на входе ветви;  $G_n$  – расход, уходящий из трубопровода на всей длине;  $L$  – длина ветви.

Баланс теплоты для элементарного участка подающего трубопровода длиной  $dx$  (рис.1) имеет вид

$$(G - dG)(t + dt) = G \cdot t - dG \cdot t - Q_1. \quad (2)$$

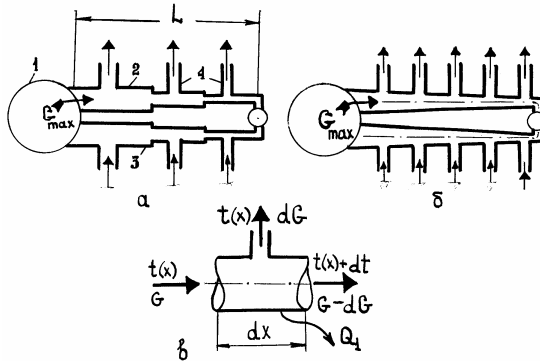


Рис.1 – К расчету остывания воды при движении в тепловых сетях:  
 а – главная ветвь микрорайонной сети; б – расчетная модель; в – элементарный участок подающего трубопровода; 1 – теплораспределительная станция микрорайона; 2 – подающий трубопровод; 3 – обратный трубопровод; 4 – ответвления.

Потери теплоты в пределах элементарного участка удобнее выражать через удельные теплотопотери  $q_1(x)$

$$Q = q_1(x) \cdot dx. \quad (3)$$

При использовании в расчетах нормативных или экспериментальных значений линейных теплопотерь, полученных для определенной разности температур теплоносителя и окружающей среды ( $\Delta t_1$ ), теплопотери для произвольных значений температур теплоносителя в подающем трубопроводе  $t_1(x)$  и окружающей среды  $t_{окр}$  выражаются зависимостью

$$Q_1 = q_1' \frac{(t_1(x) - t_{окр})\beta}{\Delta t_1} dx, \quad (4)$$

где  $q_1'$  – табличное или опытное значение линейных теплопотерь;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий местные теплопотери в конструктивных элементах теплопровода [2].

После решения дифференциального уравнения (2) с учетом (1), (4) получаем зависимость для нахождения изменения температуры теплоносителя по длине подающего трубопровода

$$t_1 = t_{окр} + (\tau_1 - t_{окр}) \left( 1 - \frac{G_n}{G_{max}} \cdot \frac{x}{L} \right)^A, \quad (5)$$

$$A = q_1' \cdot L / (\Delta t_1 \cdot C \cdot G_n),$$

где  $\tau_1$  – температура на входе в трубопровод, т.е. при  $x = 0$ ;  $C$  – удельная теплоемкость теплоносителя;  $L$  – длина ветви.

Влияние отдельных величин на точность нахождения температур с помощью формулы (5) исследовано с использованием изложенной в [4] методики, позволившей для нахождения относительной погрешности получить уравнение

$$\frac{\Delta(t_1)}{t_1} = \frac{\Delta(t_{окр})}{t_{окр}} + \frac{\Delta(\tau_1)}{\tau_1} + D_3 \left[ \frac{\Delta G}{G} \left( 2 - \frac{G_{mp}}{G_{max}} \right) + \frac{\Delta L}{x} \left( 1 + \frac{x}{L} \right) \right], \quad (6)$$

$$D_3 = q_1' L / \Delta t_1 \cdot c \cdot G_n \left[ 1 - \left( 1 - \frac{G_{mp}}{G_{max}} \right) \cdot \frac{x}{L} \right],$$

где  $\Delta$  – абсолютная погрешность соответствующей величины;  $G_{mp} = G_{max} - G_n$  – «транзитный» расход теплоносителя в трубопроводе.

Анализ структуры формулы (6) свидетельствует, что с уменьшением отношения расходов  $G_{mp} / G_{max}$  ошибка вычислений возрастает с

увеличением относительного удаления от начала координат. Видно также, что следует ожидать увеличения неточности расчетов для ветвей большей длины, что подтверждают результаты серии расчетов, выполненных при условии, что точность задания расхода теплоносителя находится на уровне точности измерений расходомером и равна 3%, абсолютная погрешность при задании температур  $t_{окр}$  и  $\tau_1$  составляет  $0,1^\circ\text{C}$ , относительная погрешность задания линейных размеров сети принята постоянной по длине ветвей и равной 3%.

Приведенные на рис.2 результаты расчетов для значений  $q'_1=85$  Вт/м,  $\Delta t_1=85^\circ\text{C}$ ,  $\tau_1=90^\circ\text{C}$ ,  $t_{окр}=5^\circ\text{C}$ ,  $G_{max}=10$  л/с свидетельствуют о значительном – в несколько раз – росте погрешности счета для концевых сечений трубопровода, особенно при малых значениях транзитного расхода. Ослабить влияние указанного недостатка формулы (5) можно уменьшением соотношения  $G_{mp}/G_{max}$  за счет смещения концевой расчетной точки ветви в направлении начала координат, т.е. разбивая ветвь на несколько участков.

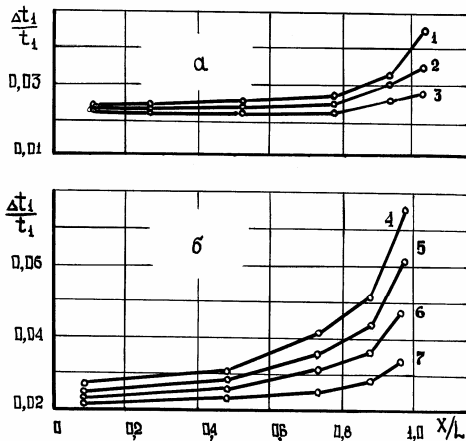


Рис. 2 – Влияние величины соотношения расходов (а) и протяженности расчетной ветви (б) на точность нахождения температур теплоносителя в сечениях подающего трубопровода тепловых сетей 1, 2, 3 –  $L=500$  м; 1 –  $G_{mp}-G_{max}=0,05$ ; 2 –  $0,1$ ; 3 –  $0,25$ ; 4-7 –  $G_{mp}-G_{max}=0,1$ ; 4 –  $L=2000$  м; 5 –  $1500$ ; 6 –  $1000$ ; 7 –  $500$  м.

Возможность такого воздействия на точность счета подтверждена результатами расчетов для группы зданий жилого микрорайона в г.Харькове, показанной на рис.3.

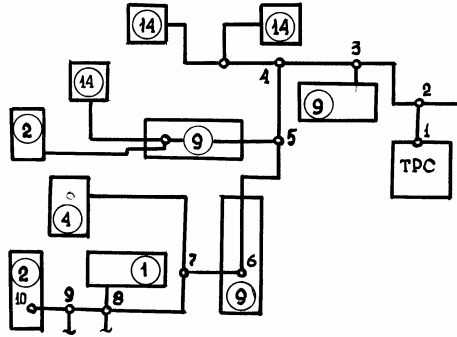


Рис.3 – Схема теплоснабжения жилого микрорайона ( 9 – этажность здания )

В таблице приведены характеристики расчетных участков сети отопления, а также значения температур на участках подающего трубопровода, рассчитанные для нормативных удельных теплопотерь при температуре 90 °С по формуле [2]

$$\tau_i'' = \tau_i' - Q_i / (c \cdot G_i), \quad (7)$$

где  $\tau_i''$ ,  $\tau_i'$  – температура на входе и выходе расчетного участка;  $Q_i$ ,  $G_i$  – теплопотери и расход теплоносителя на участке.

Характеристики участков микрорайонной сети отопления

| № участка | Длина, м | Диаметр, мм | Тепловая нагрузка, кВт | Расход теплоносителя, кг/с | Температура на участке, °С |       |
|-----------|----------|-------------|------------------------|----------------------------|----------------------------|-------|
|           |          |             |                        |                            | ВХОД                       | ВЫХОД |
| 1 – 2     | 32       | 219         | 6095                   | 19,49                      | 90                         | 89,96 |
| 2 – 3     | 110      | 219         | 4110                   | 12,59                      | 89,96                      | 89,74 |
| 3 – 4     | 137      | 219         | 3203                   | 9,78                       | 89,74                      | 89,38 |
| 4 – 5     | 80       | 159         | 2110                   | 6,59                       | 89,38                      | 89,12 |
| 5 – 6     | 115      | 133         | 1020                   | 3,33                       | 89,12                      | 88,63 |
| 6 – 7     | 89       | 133         | 566                    | 1,972                      | 88,63                      | 87,76 |
| 7 – 8     | 78,5     | 89          | 172                    | 0,786                      | 89,76                      | 86,2  |
| 8 – 9     | 30       | 57          | 81                     | 0,248                      | 86,2                       | 84,67 |
| 9 – 10    | 33       | 57          | 52                     | 0,162                      | 84,67                      | 82,09 |

На рис.4 выполнено сравнение данных таблицы и результатов вычислений по формуле (5) при температуре на входе в трубопровод  $\tau_1=90$  °С. В расчетах приняты нормативные теплопотери, выбранные по среднему для ветви значению диаметра трубопровода

$$\bar{d} = \sum (d_i \cdot \ell_i) / \sum \ell_i, \quad (8)$$

где  $d_i$ ,  $\ell_i$  – соответственно диаметры трубопроводов и длины расчет-

НЫХ УЧАСТКОВ.

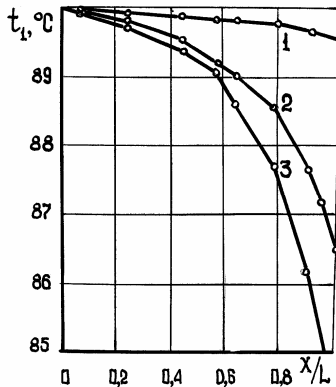


Рис. 4 – Изменение температуры теплоносителя по длине подающего трубопровода ветви (1-10):

- 1 – расчет по формуле (7); 2 – расчет по формуле (5) при разбиении ветви на участки (1-5), (5-10); 3 – расчет по формуле (5) для ветви (1-10).

При вычислениях по (5) различие температур в концевых сечениях ветви (1-10) составляет около 9%. Соотношение расходов  $G_{mp} / G_{max}$  при этом равно 0,01, чем и объясняется значительное расхождение результатов. Разбиением ветви на участки (1-5) и (5-10) достигается увеличение соотношения расходов до 0,4 для первого участка и 0,25 для второго и уменьшение расхождения в концевых сечениях ветви приблизительно вдвое.

Расчеты, проведенные с помощью формулы (5) для магистральных теплопроводов, показали существенно меньшие (< 0,1%) различия с результатами вычислений по формуле (7). Это объясняется тем, что магистральные участки теплотрассы, как правило, менее разветвлены и характеризуются более высокими значениями  $G_{mp} / G_{max}$ .

Таким образом, предложенная нами формула для нахождения температуры теплоносителя в сечениях подающего трубопровода тепловых сетей позволяет выполнять расчеты на стадии проектирования систем теплоснабжения, используя для этого минимальный набор данных: общая протяженность ветви, расход теплоносителя в начальном и в конечном сечениях трассы, удельные теплотери. Для повышения точности расчетов для микрорайонных сетей рекомендуется по длине ветви выбрать несколько расчетных участков.

1. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні.

КТМ 204 України 244-94. – К., 1995. – 636 с.

2. Тепловая изоляция / Под ред. Г.Ф.Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1995. – 421 с.

3. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 343 с.

4. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

*Получено 30.08.2006*

УДК 697.9

Б.М.ФЕДЯЙ

*Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка*

### **РОЗРАХУНОК СУМАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ТОПЦІ КОТЛА З ВТОРИННИМ ВИПРОМІНЮВАЧЕМ**

Розроблено математичну модель для аналізу теплообміну в топці котла з вторинним випромінювачем, яка дає можливість в першому наближенні оцінити вплив геометричних характеристик вторинного випромінювача на ефективність теплообміну в топковому об'ємі.

Ситуація, що склалась сьогодні на ринку енергоносіїв, ставить власників теплових господарств в умови, за яких виникає необхідність переведення котлів з одного виду палива на інший при збереженні максимального коефіцієнта корисної дії (ККД).

Свого часу техніко-економічні розрахунки довели, що в деяких регіонах України більш доцільно, у порівнянні з вугіллям, в якості основного палива використовувати природний газ. Це призвело до того, що деякі котли та опалювальні печі, які були запроєктовані для використання твердого палива, в процесі експлуатації переводилися з вугілля на природний газ.

Така зміна основного виду палива викликала суттєве падіння ККД котлів та опалювальних печей.

Якщо розглядати зміну ККД таких котлів як ДКВР, які ще й досі широко використовуються як в комунальних господарствах, так і в промисловості, то в даних котлах спостерігалось, головним чином, суттєве падіння ККД топкового пристрою. Якщо ККД топки котла ДКВР-10-13 на твердому паливі складав 58%, то на природному газі він знизився до 34%. Проте за рахунок розвиненої конвективної частини ця різниця в деякій мірі нівелювалася. На рис.1 проілюстровано зміну ККД топки котла ДКВР-10-13, працюючого на природному газі.

Визначити причини погіршення променевого теплообміну в топці котла при переведенні його з твердого палива на природний газ можна, порівнявши процеси теплообміну між димовими газами та екранами топки при горінні даних видів палива. Як правило, зниження ефектив-