

Энергосберегающие технологии

УДК 662.99.004.16

Колесник В.В., канд. техн. наук, **Орлик В.Н.**, канд. техн. наук
Институт газа НАН Украины, Киев
ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: kolesnyk@email.ua; orlyk-v@mail.ru

Энергосберегающее теплоснабжение отдаленных объектов

Предложена схема отдаленного централизованного теплоснабжения, реализация которой позволяет существенно уменьшить потери тепла при транспортировке теплоносителя по трубопроводам большой протяженности. Суть предложения состоит в значительном снижении температуры теплоносителя в прямом и обратном магистральных трубопроводах тепловой сети. Проведены детальные расчеты предлагаемой системы централизованного теплоснабжения, которые подтверждают ее значительные экономические преимущества перед существующими традиционными схемами — в среднем в зависимости от внешней температуры эффективность использования подведенной энергии возрастает на 30–35 %. *Библ. 5, рис. 6.*

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, тепловой насос, тепловая сеть.

С уменьшением запасов и ростом стоимости традиционных энергоносителей первоочередной задачей становится уменьшение энергопотребления во всех областях хозяйства, в том числе при теплоснабжении помещений, доля потребления которыми традиционных энергоносителей, в первую очередь природного газа и угля, достигает значительной величины [1].

В последнее время в некоторых районах Украины наметилась тенденция децентрализации теплоснабжения многоквартирных домов и установке индивидуальных котлов или небольших котелов для обслуживания нескольких домов. Однако такие мероприятия приводят к увеличению энергопотребления и ухудшению экологической ситуации в городах [2]. Кроме того, индивидуальное теплоснабжение исключает использование нетрадиционных источников возобновляемой энергии, а также бросового тепла технологических производств, расположенных на значительном расстоянии от потен-

циальных потребителей вследствие санитарных требований и условий безопасности.

Существенным недостатком традиционных схем отдаленного централизованного теплоснабжения является значительные потери тепла при транспортировании от источника энергии к потребителю, а также высокая стоимость мероприятий по уменьшению этих потерь.

В настоящей работе подробно рассматривается предложенный авторами вариант существенного уменьшения потерь тепла при его транспортировке по трубопроводам большой протяженности [3].

Как сравнительный прототип рассматривается традиционная двухконтурная схема централизованного качественного регулирования тепловой нагрузки теплоснабжения с постоянным расходом циркулирующей воды во всем диапазоне изменения внешней температуры t_e , обобщенная упрощенная схема которой приведена на рис.1 [4]. Предполагается, что расходы

воды в обоих контурах равны, что не является принципиальным и сделано для упрощения изложения. При отсутствии в бойлерной промежуточного теплообменника 6 будет иметь место одноконтурная схема, что несущественно для предлагаемой схемы теплоснабжения. Можно принять, что во внутреннем контуре отсутствуют потери тепла вследствие его малой протяженности, то есть $t_6^{\text{out}} = t_1^{\text{in}}$, $t_6^{\text{in}} = t_1^{\text{out}}$.

В помещении 1 должна поддерживаться температура t_r в определенных границах. Для компенсации тепловых затрат

$$Q_e = F_e k_e (t_r - t_e), \quad (1)$$

(где F_e , м², k_e , кВт/(м²·°С) — приведенные поверхность и коэффициент теплопередачи, которые определяют теплообмен помещения с внешней средой, температура которой t_e) используется теплообменное устройство 2 (как правило, радиатор определенной конструкции), на входе которого вода имеет температуру t_1^{in} , а на выходе t_1^{out} .

Количество тепла, которое отдает вода, кВт

$$Q = G c_p (t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}), \quad (2)$$

где G , кг/с, c_p , кДж/(кг·°С) — расход и удельная теплоемкость обогревающей воды.

Эти величины можно считать постоянными для всего циркуляционного контура.

Количество тепла Q_r , которое обогревающее устройство передает в помещение за единицу времени:

$$Q_r = F_r k_r \Delta t_r, \quad (3)$$

$$\Delta t_r = (t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}) / \ln[(t_1^{\text{in}} - t_r) / (t_1^{\text{out}} - t_r)],$$

где F_r , k_r — поверхность и коэффициент теплопередачи обогревающего устройства; Δt_r — тепловой напор процесса теплопередачи от обогревающей воды к помещению.

При постоянном значении t_r имеет место соотношение

$$Q = Q_r = Q_e, \quad (4)$$

или, согласно (1)–(3),

$$G c_p (t_{\text{in}} - t_{\text{out}}) = F_r k_r (t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}) / \ln[(t_1^{\text{in}} - t_r) / (t_1^{\text{out}} - t_r)] =$$

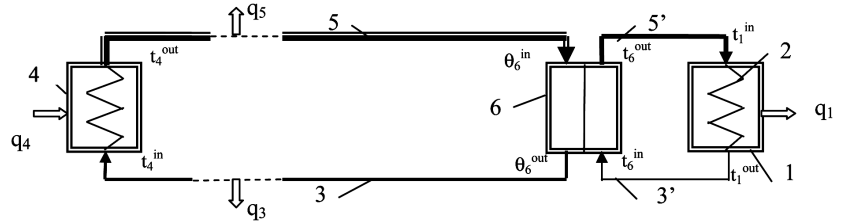


Рис.1. Традиционная схема двухконтурного отдаленного теплоснабжения: 1 — обогреваемое помещение; 2 — обогреватель; 3' — локальный трубопровод охлажденной воды; 4 — отдаленный трубопровод; 5 — магистральный трубопровод горячей воды; 6 — теплообменник бойлерной; q_1 — потери тепла в помещении; q_3 — потери тепла в магистральном трубопроводе охлажденной воды; q_4 — тепло, полученное в отдаленном подогревателе; q_5 — потери тепла в магистральном трубопроводе горячей воды.

$$= F_e k_e (t_r - t_e). \quad (5)$$

Для дальнейшего рассмотрения введем безразмерные комплексы R_r , R_e , которые объединяют конструктивные и технологические параметры процесса подвода тепла в помещение и его отвода наружу:

$$R_r = F_r k_r / (G c_p); \quad (6)$$

$$R_e = F_e k_e / (G c_p), \quad (7)$$

а также размерные комплексы, °С:

$$q = Q / (G c_p) = t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}; \quad (8)$$

$$q_r = Q_r / (G c_p) = R_r (t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}) / \ln[(t_1^{\text{in}} - t_r) / (t_1^{\text{out}} - t_r)]; \quad (9)$$

$$q_e = Q_e / (G c_p) = R_e (t_r - t_e). \quad (10)$$

Тогда, согласно (4) и (5):

$$q = q_r = q_e, \quad (4')$$

или

$$(t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}) = R_r (t_1^{\text{in}} - t_1^{\text{out}}) / \ln[(t_1^{\text{in}} - t_r) / (t_1^{\text{out}} - t_r)] = R_e (t_r - t_e). \quad (11)$$

При централизованном качественном регулировании с постоянным расходом сетевой воды G тепловая нагрузка потребителей регулируется изменением температуры сетевой воды в подающей магистрали. При этом каждому значению внешней температуры t_e отвечают в конечном итоге четко определенные значения температур t_1^{in} , t_1^{out} входящей и исходящей обогревающей воды. Графики этой зависимости могут быть различными для отдельных климатических регионов и особенностей источника теплоснабжения. Поэтому для изложения сути предлагаемого подхода и получения оценок его эффективности был выбран некий усредненный график, изображенный на рис.2.

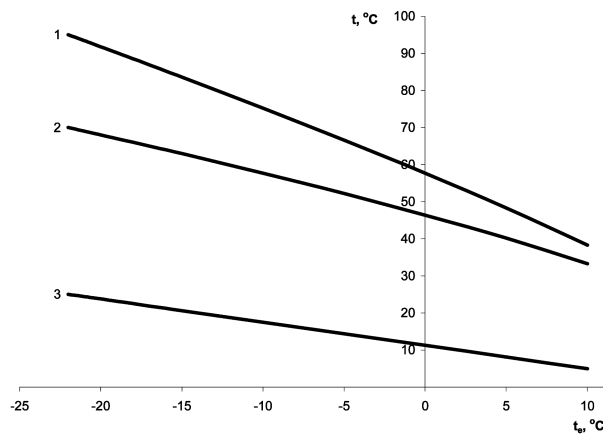


Рис.2. Нормативные требования к входной и выходной температуре обогревающей воды для помещения: 1 – температура на входе в помещение t_1^{in} ; 2 – температура на выходе из помещения t_1^{out} ; 3 – приведенное количество потери тепла в помещении, $q_1 = t_1^{in} - t_1^{out}$.

Эти зависимости позволяют для внешней температуры t_e непосредственно найти t_1^{in} и t_1^{out} и, согласно (8), (4'), вычислить значения q , q_r , q_e , а при заданном t_r значения R_r и R_e , согласно (9), (10).

Для $t_r = 20$ °C аппроксимация по полученным в результате расчетов данным дает такие зависимости:

$$R_r(t_e) = 3,5526 \cdot 10^{-1} - 3,0604 \cdot 10^{-3} t_e - 5,1999 \cdot 10^{-5} t_e^2 - 7,8380 \cdot 10^{-7} t_e^3;$$

$$R_e(t_e) = 5,6389 \cdot 10^{-1} - 3,6404 \cdot 10^{-3} t_e - 2,1692 \cdot 10^{-4} t_e^2 - 5,4174 \cdot 10^{-6} t_e^3.$$

Нетрудно определить, какими должны быть температура горячего потока на выходе из трубопровода 5 и на входе в теплообменник 6 (θ_6^{in}) и соответственно температура охлажденного потока после теплообменника 6 и на входе трубопровода 3 (θ_6^{out}) при заданных температурах t_6^{in} , t_6^{out} и известных параметрах теплообменника. В частности, при равенстве циркуляционных потоков во внешнем и внутреннем контурах, температурный напор является постоянной величиной по всей длине аппарата. Если выбран теплообменник 6 с коэффициентом теплопередачи k_6 и поверхностью теплообмена F_6 , то температурный напор при внешней температуре t_e должен равняться

$$\Delta t_6 = Q / (F_6 k_6) = G c_p R_e (t_r - t_e) / (F_6 k_6) = R_e (t_r - t_e) / R_6,$$

где $R_6 = F_6 k_6 / (G c_p)$.

Значение постоянного безразмерного комплекса R_6 зависит от выбранного значения тем-

пературного напора Δt_6 при определенной базовой внешней температуре t_e :

$$R_6 = R_e (t_r - t_e) / \Delta t_6.$$

Соответственно

$$\theta_6^{in} = t_6^{out} + \Delta t_6 = t_1^{in} + \Delta t_6;$$

$$\theta_6^{out} = t_6^{in} + \Delta t_6 = t_1^{out} + \Delta t_6.$$

При отдаленном теплоснабжении часть тепла теряется в трубопроводе 5 прямого потока горячей воды от подогревателя 4 к теплообменнику 6. В результате температура снижается от t_4^{out} до θ_6^{in} . При обратном движении охлажденного потока воды по трубопроводу 3 от теплообменника 6 к подогревателю 4 также происходит потеря тепла со снижением температуры от θ_6^{out} до t_4^{in} . Это происходит в результате теплообмена этих потоков с окружающей средой (в частности, грунтом), имеющей температуру t_b , которую можно считать постоянной по всей длине трубопроводов. Эти потери тем больше, чем выше средняя температура прямого 5 (горячего) и обратного 3 (охлажденного) потоков. При снижении внешней температуры потери существенно возрастают вследствие необходимости увеличения t_1^{in} и t_1^{out} и соответственно возрастания t_4^{out} , t_4^{in} .

Для традиционной схемы теплоснабжения оценка этих потерь и значений температуры на входе и выходе подогревателя может быть сделана с использованием среднеарифметического температурного напора, поскольку отличие его значения от значения среднегеометрического напора не превышает 0,3 % в диапазоне рассматриваемых температур и потерь.

Для прямого потока по трубопроводу 5 с общей площадью теплообмена с окружающей средой (грунтом с постоянной температурой t_b) F_{wf} и коэффициентом теплопередачи k_{wf} , общие потери тепла составляют, кВт:

$$Q_5 = G c_p (t_4^{out} - \theta_6^{in}) = F_{wf} k_{wf} [(t_4^{out} + \theta_6^{in}) / 2 - t_b],$$

или

$$q_5 = t_4^{out} - \theta_6^{in} = R_{wf} [(t_4^{out} + \theta_6^{in}) / 2 - t_b], \tag{12}$$

где $q_5 = Q_{wf} / (G c_p)$; $R_{wf} = F_{wf} k_{wf} / (G c_p)$.
Отсюда

$$t_4^{out} = [(1 + 0,5 R_{wf}) \theta_6^{in} - R_{wf} t_b] / (1 - 0,5 R_{wf}); \tag{13}$$

$$q_5 = R_{wf} (\theta_6^{in} - t_b) / (1 - 0,5 R_{wf}). \quad (14)$$

Аналогично для обратного потока (общая площадь теплообмена трубопровода 3 с окружающей средой F_{wb} , коэффициент теплопередачи k_{wb}) общие потери тепла составляют:

$$Q_3 = G c_p (\theta_6^{out} - t_4^{in}) = F_{wb} k_{wb} [(\theta_6^{out} + t_4^{in}) / 2 - t_b],$$

или

$$q_3 = \theta_6^{out} - t_4^{in} = R_{wb} [(\theta_6^{out} + t_4^{in}) / 2 - t_b], \quad (15)$$

где $q_3 = Q_3 / (G c_p)$, $R_{wb} = F_{wb} k_{wb} / (G c_p)$.

Отсюда

$$t_4^{in} = [(1 - 0,5 R_{wb}) \theta_6^{out} + R_{wb} t_b] / (1 + 0,5 R_{wb}); \quad (16)$$

$$q_3 = R_{wb} (\theta_6^{out} - t_b) / (1 + 0,5 R_{wb}). \quad (17)$$

Для оценки значений параметра R_{wf} можно воспользоваться данными относительно фактических потерь тепла Q_{wf} на реальном трубопроводе горячей воды определенной длины при отдаленном теплоснабжении. Если их доля равняется η_{wf} при фиксированном значении t_e и, соответственно, известных значениях температур t_4^{out} , t_1^{in} (соответственно θ_6^{in}) и t_b , то имеем следующие соотношения:

$$\eta_{wf} = Q_{wf} / (G c_p t_4^{out}) = (t_4^{out} - \theta_6^{in}) / t_4^{out} = R_{wf} [(t_4^{out} + \theta_6^{in}) / 2 - t_b] / t_4^{out}.$$

Отсюда

$$R_{wf} = \eta_{wf} t_4^{out} / [(t_4^{out} + \theta_6^{in}) / 2 - t_b] = (t_4^{out} - \theta_6^{in}) / [(t_4^{out} + \theta_6^{in}) / 2 - t_b],$$

или

$$R_{wf} = \eta_{wf} \theta_6^{in} / [\theta_6^{in} (1 - \eta_{wf} / 2) - t_b (1 - \eta_{wf})].$$

Аналогичным образом можно получить оценку величины R_{wb} . Если трубопроводы горячей и холодной воды имеют одинаковую конструкцию, то можно считать, что $R_{wf} = R_{wb}$.

Подогреву обратного потока в подогревателе 4 отвечает соотношение

$$Q_h = G c_p (t_4^{out} - t_4^{in}),$$

или

$$q_h = Q_h / (G c_p) = t_4^{out} - t_4^{in}. \quad (18)$$

Совокупность соотношений (11)–(18) при известных значениях $R_r(t_e)$, $R_e(t_e)$, R_6 , R_{wf} , R_{wb} , $t_1^{in}(t_e)$, $t_1^{out}(t_e)$, t_b позволяет рассчитать тепловой баланс для традиционной схемы отдаленного теплоснабжения для произвольного t_e , следовательно, определить расходы тепла q_{wf0} , q_{wb0} и количество тепла, которое должно подводится в подогревателе $q_h = q_e + q_{wf} + q_{wb}$.

Для уменьшения тепловых потерь при транспорте горячей и охлажденной воды при отдаленном теплоснабжении предлагается схема, изображенная на рис.3. Параметры помещения 1 (R_r , R_e), теплообменника 6 (R_6), трубопроводов прямого 5 и обратного 3 хода (R_{wf} , R_{wb}) такие же, как и для традиционной схемы. Мощность отдаленного подогревателя 4 (источника тепловой энергии) может быть отличной по сравнению с традиционной схемой теплоснабжения. Дополнительно устанавливаются противоточный теплообменник 7 и тепловой насос 8.

В предложенном варианте вода после подогревателя 4 с температурой t_4^{out} поступает в трубопровод 5, на выходе из которого после потери части тепла Q_5 уже с температурой θ_7^{in} подается на вход дополнительного теплообменника 7 с теплообменной поверхностью F_7 и коэффициентом теплопередачи k_7 .

Для трубопровода 5, согласно (13), имеем

$$\theta_7^{in} = [(1 - 0,5 R_{wf}) t_4^{out} + R_{wf} t_b] / (1 + 0,5 R_{wf}); \quad (19)$$

$$q_5 = Q_5 / (G c_p) = t_4^{out} - \theta_7^{in}. \quad (20)$$

На другой вход теплообменника 7 из теплообменника 6 поступает охлажденная (обратная) вода с температурой $t_7^{in} = \theta_6^{out}$. В результате вода прямого потока 5 подогревается до темпе-

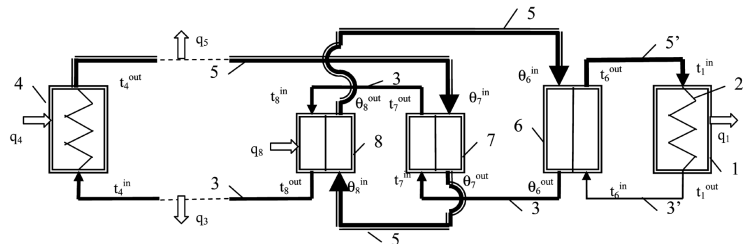


Рис 3. Предлагаемая схема двухконтурного отдаленного теплоснабжения: 1 – обогреваемое помещение; 2 – обогреватель; 3' – локальный трубопровод охлажденной воды; 3 – магистральный трубопровод охлажденной воды; 4 – отдаленный подогреватель; 5' – локальный трубопровод горячей воды; 5 – магистральный трубопровод горячей воды; 6 – теплообменник бойлерной; 7 – дополнительный теплообменник; 8 – тепловой насос; q_1 – потери тепла в помещении; q_3 – потери тепла в магистральном трубопроводе охлажденной воды; q_4 – тепло, получаемое в отдаленном подогревателе; q_5 – потери тепла в магистральном трубопроводе горячей воды; q_8 – электроэнергия, используемая тепловым насосом.

ратуры θ_7^{out} , а обратная вода охлаждается до температуры t_7^{out} .

С учетом практического равенства водяных эквивалентов прямого и обратного потоков для передаваемого количества тепла Q_7 имеем

$$Q_7 = G c_p (t_7^{\text{in}} - t_7^{\text{out}}) = G c_p (\theta_7^{\text{out}} - \theta_7^{\text{in}}) = F_7 k_7 \Delta t_7,$$

где Δt_7 – температурный напор теплообменника 7, или

$$q_7 = Q_7 / (G c_p) = t_7^{\text{in}} - t_7^{\text{out}} = \theta_7^{\text{out}} - \theta_7^{\text{in}} = R_7 \Delta t_7; \quad (21)$$

$$R_7 = F_7 k_7 / (G c_p);$$

$$\Delta t_7 = t_7^{\text{in}} - \theta_7^{\text{out}} = t_7^{\text{out}} - \theta_7^{\text{in}}. \quad (22)$$

Для повышения температуры прямого потока после теплообменника 6 до необходимого значения θ_6^{in} на входе теплообменника 6 требуется добавлять тепло в количестве

$$Q_{\text{ad}} = G c_p (\theta_6^{\text{in}} - \theta_7^{\text{out}}),$$

или

$$q_{\text{ad}} = Q_{\text{ad}} / (G c_p) = (\theta_6^{\text{in}} - \theta_7^{\text{out}}). \quad (23)$$

Это количество тепла подается с помощью теплового насоса 8, холодильный коэффициент которого равняется ω . Для этого от обратного потока, температура которого на входе теплового насоса равняется $t_8^{\text{in}} = t_7^{\text{out}}$, с использованием электроэнергии Q_8 отбирается тепло в количестве Q_{hp} . При этом, согласно [5], имеет место соотношение:

$$Q_{\text{hp}} = \omega Q_8.$$

В результате имеем

$$Q_{\text{ad}} = Q_8 + Q_{\text{hp}} = (1 + \omega) Q_8.$$

Отсюда

$$Q_8 = Q_{\text{ad}} / (1 + \omega);$$

$$Q_{\text{hp}} = Q_{\text{ad}} \omega / (1 + \omega),$$

или

$$q_{\text{el}} = Q_{\text{ad}} / (1 + \omega); \quad (24)$$

$$q_{\text{hp}} = Q_{\text{ad}} \omega / (1 + \omega). \quad (25)$$

После теплового насоса обратный поток с температурой

$$t_8^{\text{out}} = t_8^{\text{in}} - q_{\text{hp}} \quad (26)$$

подается на вход трубопровода 3, по которому с потерей части тепла он подается на вход подогревателя 4 с температурой

$$t_4^{\text{in}} = [(1 - 0,5 R_{\text{wb}}) t_8^{\text{out}} + R_{\text{wb}} t_b] / (1 + 0,5 R_{\text{wb}}). \quad (27)$$

Потеря тепла в обратном трубопроводе 3 равняется

$$q_3 = t_8^{\text{out}} - t_4^{\text{in}}. \quad (28)$$

За счет подведения в подогревателе 4 тепла Q_4 обратный поток превращается в прямой (горячий) с температурой t_4^{out} , согласно соотношению

$$Q_4 = G c_p (t_4^{\text{out}} - t_4^{\text{in}}),$$

или

$$q_4 = Q_4 / (G c_p) = t_4^{\text{out}} - t_4^{\text{in}}. \quad (29)$$

Непосредственный экономический эффект от применения предлагаемой схемы теплоснабжения состоит в уменьшении потребления внешней энергии для поддержания заданной температуры в помещении, достигаемого за счет существенного уменьшения потерь тепла в прямом и обратном магистральном трубопроводе.

Применение теплового насоса позволяет за счет использования разного количества электрической энергии, получать произвольную температуру обратного потока на выходе t_8^{out} , что удобно с технологической точки зрения.

Как и в случае традиционной схемы отдаленного теплоснабжения, совокупность уравнений (19)–(29) позволяет осуществить тепловой расчеты предлагаемой схемы при известных значениях тех же параметров $R_r(t_e)$, $R_e(t_e)$, R_6 , R_{wf} , R_{wb} , $t_1^{\text{in}}(t_e)$, $t_1^{\text{out}}(t_e)$, t_b и параметров, которые характеризуют дополнительное оборудование: R_7 для теплообменника 6 и ω для теплового насоса 8. Кроме того, в качестве свободного параметра, который должен быть заданным, рассматривается температура обратного потока на выходе из теплового насоса t_8^{out} . Кроме потерь тепла в трубопроводах q_5 , q_3 и количества тепла q_4 , которое подводится в подогревателе 4, рассчитывается необходимое количество электрической энергии q_8 , за счет которой в тепловом насосе осуществляется передача тепла q_{hp} от потока охлажденной воды к потоку горячей воды.

Далее приведены результаты сравнительных расчетов традиционной и предлагаемой схемы отдаленного теплоснабжения при следующих предположениях:

1) $R_{\text{wf}} = R_{\text{wb}} = 0,109$, что отвечает такой суммарной площади теплообмена магистральных

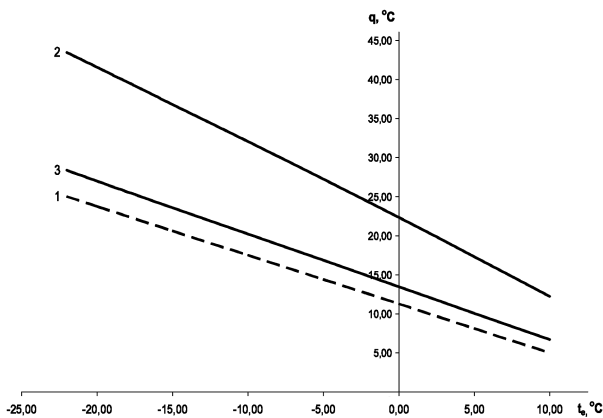


Рис.4. Зависимость от внешней температуры приведенных потерь тепла в помещении q_1 (1); приведенных суммарных затрат внешней энергии q_{in_sum} по традиционной схеме (2) и по предлагаемой схеме (3).

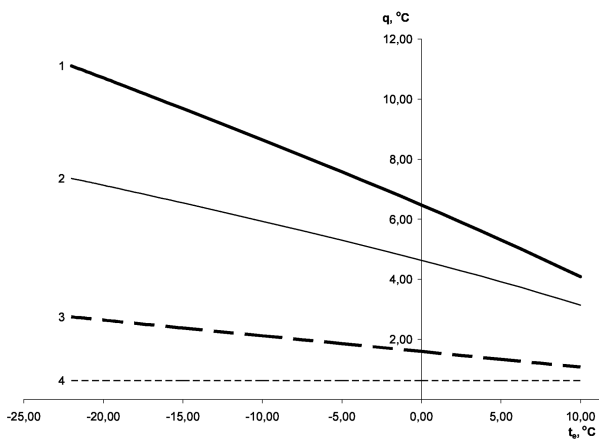


Рис.5. Зависимость от внешней температуры приведенных потерь тепла в трубопроводах разным схемам: по традиционной для прямого (горячего) q_5 (1) и обратного (охлажденного) q_3 (2), по предлагаемой: (3) и (4) соответственно.

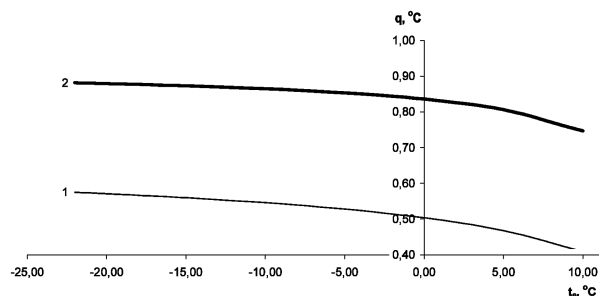


Рис.6. Зависимость от внешней температуры эффективности использования затраченной для обогрева энергии q_1/q_{in_sum} : 1 – по традиционной схеме; 2 – по предлагаемой схеме.

трубопроводов и значениям их коэффициентов теплопередачи, при которых потери тепла при внешней температуре $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$ достигают 10 %;

2) температура обратного потока на выходе теплового насоса постоянная и равняется $10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

3) холодильный коэффициент теплового насоса $\omega = 3$, что согласно [2] отвечает реальным значениям этого показателя для диапазона изменения температуры обратной воды.

Так как теплообменники 6 и 7 принадлежат к теплообменникам типа «жидкость – жидкость» («вода – вода») с высокими значениями коэффициентов теплопередачи k , это позволяет осуществлять теплообмен при малых значениях теплового напора Δt .

При расчетах было принято, что $\Delta t_6 = \Delta t_7 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при внешней температуре $t_e = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре помещения $t_r = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При таких параметрах $R_6 = 5$, $R_7 = 10,3$.

Приведенное суммарное количество затраченной на обогрев помещения энергии равняется: а) для традиционной схемы – $Q_{in_sum} = q_4$; б) для предлагаемой схемы – $Q_{in_sum} = q_4 + q_8$.

Эффективность использования затраченной энергии в обоих случаях оценивается соотношением q_1/q_{in_sum} .

Результаты расчетов для разных значений внешней температур t_e при температуре в помещении $t_r = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре грунта $t_b = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ приведены на рис. 4–6.

Полученные результаты свидетельствуют, что предлагаемая схема обеспечивает снижение суммарных затрат на обогрев помещения на 35–45 % в зависимости от внешней температуры (рис.4). Достигается это за счет снижения потерь тепла в магистральных трубопроводах (рис.5): в трубопроводе горячей воды – в среднем на 75 %; в трубопроводе охлажденной воды – в среднем на 87 %, что отражается на повышении эффективности использования затраченной энергии на обогрев помещения (рис.6).

Список литературы

1. Рабинович М.Д. Концепція національної стратегії теплозабезпечення на 2009–2030 роки // Нова тема. – 2009. – №2.
2. Тенденції, можливості і проблеми в сфері централізованого опалення в Україні і за рубежом. – Режим доступа: http://www.truba.ua/library/art-tendencii_vozmozhnosti_i_problemy_v
3. Пат. на корис. модель 87577 Укр., МПК (2014.01) F 24 D 3/00. Системи енергоощадного віддаленого централізованого тепlopостачання / В.В.Колесник, В.М.Орлик. – Опубл. 10.02.14, Бюл. № 3.
4. Прядко М.О., Павелко В.Т., Василенко С.М. Теплові мережі. Навчальний посібник. – Київ : Алерта, 2005. – 227 с.
5. Дзвінц Д. Энергия. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 350 с.

Поступила в редакцию 03.03.14

Колесник В.В., канд. техн. наук, **Орлик В.М.**, канд. техн. наук
Інститут газу НАН України, Київ
 вул. Дегтярівська, 39, 03113 Київ, Україна, e-mail: kolesnyk@email.ua; orlyk-v@mail.ru

Енергозберігаюче теплопостачання віддалених об'єктів

Запропонована схема віддаленого централізованого теплопостачання, реалізація якої дозволяє суттєво зменшити втрати тепла при транспортуванні теплоносія по трубопроводах великої протяжності. Суть пропозиції полягає в значному пониженні температури теплоносія як в прямому так і в зворотному магістральних трубопроводах теплової мережі. Проведено детальні розрахунки запропонованої системи централізованого теплопостачання, які підтверджують її значні економічні переваги перед існуючими традиційними схемами в середньому, в залежності від зовнішньої температури, ефективність використання підведеної енергії зростає на 30–35 %. *Бібл. 5, рис. 6.*

Ключові слова: централізоване теплопостачання, тепловий насос, тепла мережа.

***Kolesnyk V.V.**, Candidate of Technical Science,
Orlyk V.M., Candidate of Technical Science*

***The Gas Institute of the National Academy of Science of Ukraine, Kiev**
 39, Degtyarivska Str., 03113 Kiev, Ukraine, e-mail: kolesnyk@email.ua; orlyk-v@mail.ru*

Energy Saving Heat Supply of Distant Objects

The remote district heating scheme is offered, implementation of which allows reducing significantly the heat wastes when heat carrier is pipelined at very long distance. The gist of proposition consists in the considerable lowering of heat carrier temperature both in direct and reverse trunk pipelines of a thermal network. Detailed calculations of offered system of the centralized heat supply confirm its economical preminent in comparison with existing traditional schemes — on the average, depending on external temperature, efficiency of the expended energy's utilization is being increased by 30–35 %. *Bibl. 5, Fig. 6.*

Key words: centralized heat supply, thermal pump, thermal network.

References

1. Rabinovich M.D. Concepciiia natsionalnoi strategii teplozabezpechennia na 2009–2030 roky. *Nova tema*, 2009 (2).
2. Tendencii, vozmozhnosti I problemy v sfere centralizovanogo otopleniia v Ukraine I za rubezhoom. [Web resource]. — Access mode: http://www.truba.ua/library/art-tendencii_vozmozhnosti_i_problemy_v
3. Patent na korysnu model 87577 UA (2014.01). MPK F 24 D 3/00. Systemy energooshadnogo viddalеного centralizovanого teplopостachannja. V.V.Kolesnyk, V.M.Orlyk. — Publ. 10.02.14, Bul. 3.
4. Priadko M.O., Pavelko V.T., Vasylenko S.M. Teplovi merezhi. Kiev : Alerta, 2005, 227 p.
5. Davins D. Energy. Moscow : Energo- atomizdat, 1985, 350 p.

Received March 3, 2014