

Повышение эффективности работы централизованных систем теплоснабжения за счет применения теплонасосных установок*

Ротов П. В., Орлов М. Е., кандидаты техн. наук,
Шарапов В. И., доктор техн. наук, Сивухин А. А., инж.

Ульяновский государственный технический университет

Предложены технологии централизованного теплоснабжения с использованием теплонасосных установок. Проведено расчетное исследование их режимов при различных параметрах работы централизованной системы теплоснабжения.

Ключевые слова: тепловые насосы, централизованные теплофикационные системы, регулирование нагрузки систем теплоснабжения.

Один из недостатков отечественных теплофикационных систем (ТЭЦ — теплосеть) — большое количество неиспользуемой теплоты низкого потенциала: теплоты обратной сетевой воды, теплоты потоков конденсата, сбросной теплоты теплоисточников. Актуальность использования низкопотенциальной теплоты теплофикационных систем путем включения в их структуру теплонасосных установок (ТНУ) подтверждена многочисленными научно-техническими исследованиями и реализованными проектами [1 – 3]. Наиболее перспективно применение ТНУ в переходные периоды начала и окончания отопительного сезона для компенсации излома температурного графика [4, 5].

Включение ТНУ в структуру системы теплоснабжения должно сопровождаться проверкой соответствия режимов работы ТНУ и оборудования теплофикационной системы с последующим технико-экономическим обоснованием.

В научно-исследовательской лаборатории “Теплоэнергетические системы и установки” (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета разработан ряд технологий централизованного теплоснабжения с использованием ТНУ (рис. 1) [3 – 7], в основу которых положен новый принцип регулирования тепловой нагрузки без нижнего излома температурного графика. Особенность предложенных технологий заключается в покрытии нагрузки горячего водоснабжения при пониженных параметрах теплоносителя в системе теплоснабжения за счет использования в качестве греющего агента в испарителе ТНУ теплоты обратной сетевой воды.

Для определения возможности применения теплового насоса в составе оборудования централизованной системы теплоснабжения с целью покрытия нагрузки горячего водоснабжения выполнено расчетное исследование разработанных технологий при различных параметрах работы централизованной системы теплоснабжения.

Основным элементом ТНУ является пароконденсационный тепловой насос. Выбор обусловлен тем, что в предполагаемых местах его включения в систему теплоснабжения — в центральных (ЦТП) либо индивидуальных (ИТП) тепловых пунктах — отсутствуют энергоносители (природный газ, пар), необходимые для работы абсорбционных тепловых насосов. Теплонасосная установка включена в схему ЦТП или ИТП для покрытия нагрузки горячего водоснабжения. В качестве низкопотенциального источника теплоты используется обратная сетевая вода с температурой $\tau_{и} = \tau_2 = 31 \div 37 \text{ }^\circ\text{C}$, в качестве рабочего тела для теплового насоса — озонобезопасный хладагент R-134a. Принято:

температурный перепад сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и} = \tau_2 - \tau'_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, 3];

температура горячей воды на выходе из конденсатора ТНУ $t_{г} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$;

конечные разности температур на выходе из теплообменных аппаратов: в испарителе $\Delta T_{и} = \tau'_2 - t_0 = 3 \text{ }^\circ\text{C}$, в конденсаторе $\Delta T_{к} = t_{к} - t_{г} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ [3];

электромеханический КПД компрессора $\eta_{эм} = 0,95$ [3], индикаторный (адиабатный) $\eta_i = 0,8$ [3].

Расчет параметров циклов теплового насоса выполняли с помощью программных комплексов CoolPak, Solkane [3], содержащих данные о термодинамических, теплофизических свойствах различных хладагентов и термодинамические диаграммы для них. Расчет

* Приведены материалы исследования, выполняемого в рамках госзадания Министерства образования и науки РФ для УлГТУ (договор № 2014/232).

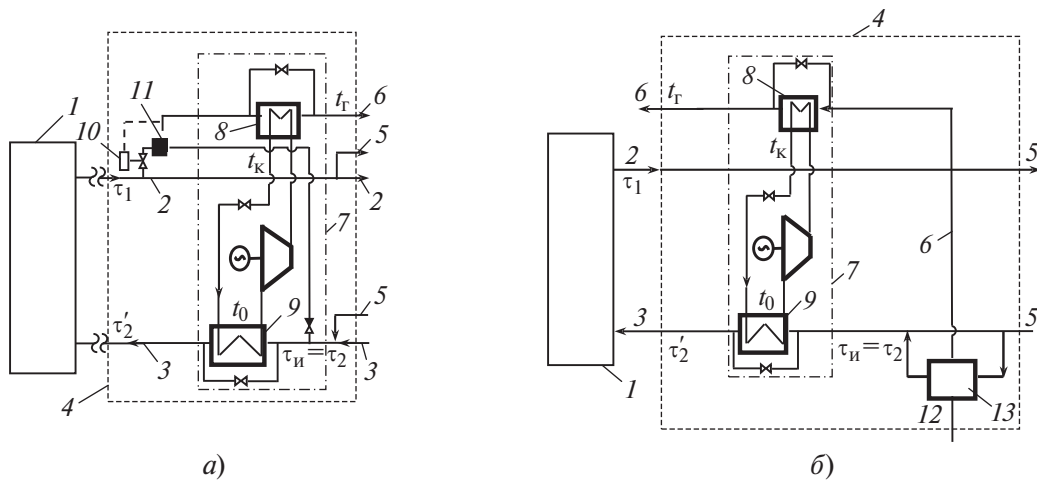


Рис. 1. Принципиальные схемы открытой (а) и закрытой (б) систем теплоснабжения с ТНУ:

1 — теплоисточник; 2 и 3 — подающий и обратный трубопроводы тепловой сети; 4 — тепловой пункт; 5 — трубопроводы систем отопления; 6 — трубопровод горячего водоснабжения; 7 — ТНУ; 8 и 9 — конденсатор и испаритель ТНУ; 10 — регулятор температуры; 11 — смеситель; 12 — трубопровод холодной воды; 13 — подогреватель нижней ступени; τ_1 и τ_2 — температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах теплосети; τ_2' — температура сетевой воды после испарителя ТНУ; $\tau_{и}$ — температура сетевой воды на входе в испаритель; t_0 — температура насыщенного пара в испарителе ТНУ; t_k — температура конденсации рабочего тела в конденсаторе ТНУ; t_r — температура горячей воды

Таблица 1

Показатель	Характеристика цикла					
	без перегрева и переохлаждения хладагента		с переохлаждением хладагента		с переохлаждением и перегревом хладагента	
	$t_0 = 24\text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 18\text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 24\text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 18\text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 24\text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 18\text{ }^\circ\text{C}$
Удельная внутренняя работа компрессора l_k , кДж/кг	30,1	34,99	30,1	34,99	13,56	36,61
Удельная теплопроизводительность, кДж/кг:						
конденсатора q_k	137,61	139,36	137,61	139,36	146,06	147,74
испарителя $q_{и}$	107,51	104,37	119,43	116,29	119,43	116,29
охладителя конденсата $q_{о.к}$	—	—	11,92	11,92	11,92	11,92
регенеративного теплообменника q_T	—	—	—	—	6,99	6,76
Степень сжатия в компрессоре p_2/p_1	3,3	3,9	3,3	3,9	3,3	3,9
Коэффициент преобразования ϕ	4,6	3,98	4,97	4,32	5,01	4,36

режимов работы и определение удельных показателей циклов ТНУ проводили для нескольких значений температуры низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель. В табл. 1 приведены значения удельных показателей циклов теплового насоса. Как видно, наиболее эффективен цикл с переохлаждением хладагента. В этом цикле удельная работа компрессора l_k равна его удельной работе в цикле без переохлаждения и перегрева

хладагента, но коэффициент преобразования выше на 7 – 8 %. В цикле с переохлаждением и перегревом хладагента отмечается самая высокая среди рассмотренных циклов внутренняя работа компрессора, при этом коэффициент преобразования всего на 0,7 – 0,9 % выше, чем в цикле с переохлаждением хладагента. Соотношение давлений в конденсаторе и испарителе p_2/p_1 увеличивается с понижением температуры сетевой воды в об-

Таблица 2

Показатель	Температура t_0 , °С			
	24	18	42	31
Удельная внутренняя работа компрессора l_k , кДж/кг	30,1	34,99	16,82	24,69
Удельная теплопроизводительность, кДж/кг:				
конденсатора q_k	137,61	139,36	132,83	135,69
испарителя $q_{и}$	119,43	116,29	127,93	122,92
охлаждителя конденсата $q_{о.к}$	11,92	11,92	11,92	11,92
Степень сжатия в компрессоре p_2/p_1	3,3	3,9	2,0	2,7
Коэффициент преобразования ϕ	4,97	4,32	8,61	5,98

ратном трубопроводе тепловой сети, но не превышает 3,9, что свидетельствует о возможности применения одноступенчатого сжатия в компрессоре [3]. Из табл. 1 следует также, что с повышением температуры низкопотенциального теплоносителя возрастает коэффициент преобразования ϕ .

Был проведен анализ режимов работы ТНУ при использовании в качестве низкопотенциального источника теплоты сетевой воды из подающего трубопровода. Принята температура сетевой воды на входе в испаритель ТНУ $\tau_{и} = 55 \div 44$ °С по температурному графику без излома. Расчет выполняли для наиболее эффективного цикла — одноступенчатого с переохлаждением хладагента после конденсатора. В табл. 2 приведены удельные показатели этого цикла при разной температуре низкопотенциального источника теплоты. Как видно, при использовании в тепловом насосе в качестве источника низкопотенциальной теплоты сетевой воды с температурой 44 – 55 °С можно добиться большей эффективности его работы. С ростом температуры источника теплоты возрастает удельная производительность испарителя и снижается внутренняя работа компрессора, что способствует существенному увеличению коэффициента преобразования ϕ .

В результате расчетного исследования установлено, что с целью повышения эффективности работы системы теплоснабжения и увеличения продолжительности работы ТНУ испаритель теплового насоса следует включать в схему теплового пункта таким образом, чтобы теплоту к испарителю можно было бы подавать как из подающего, так и из обратного трубопровода теплосети. Охла-

дитель конденсата целесообразно по воде подключить к трубопроводу подачи обратной сетевой воды в смеситель горячей воды или к трубопроводу горячего водоснабжения. На основе результатов расчетного исследования в НИЛ ТЭСУ разработаны новые технологии централизованного теплоснабжения с использованием ТНУ (рис. 2).

Одной из основных режимных характеристик работы ТНУ является температурный перепад сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и}$. В условиях реальной эксплуатации температурный перепад в теплообменниках ТНУ (испарителе и конденсаторе) может значительно отличаться от принятого в расчетах. В табл. 3 приведены значения удельных показателей работы ТНУ при разных значениях перепада температур сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и}$. Как видно, с увеличением $\Delta\tau_{и}$ возрастает удельная производительность компрессора на 16 – 28 % при различных значениях температуры на входе в испаритель и, как следствие, растет потребляемая компрессором мощность. С уменьшением температурного напора ($t_0 - t_k$) в тепловом насосе снижается необходимая мощность компрессора.

Вместе с тем увеличение разности температур сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и}$ при одной и той же температуре сетевой воды на входе в испаритель $\tau_{и}$ приводит к уменьшению расходов сетевой воды и хладагента в теплообменниках ТНУ. С повышением разности температур сетевой воды в испарителе ТНУ на 10 °С ее расход уменьшается более чем в 2 раза. В испарителе с ростом температурного перепада сетевой воды изменяется соотношение теплоносителей. При небольшом температурном перепаде расход сетевой

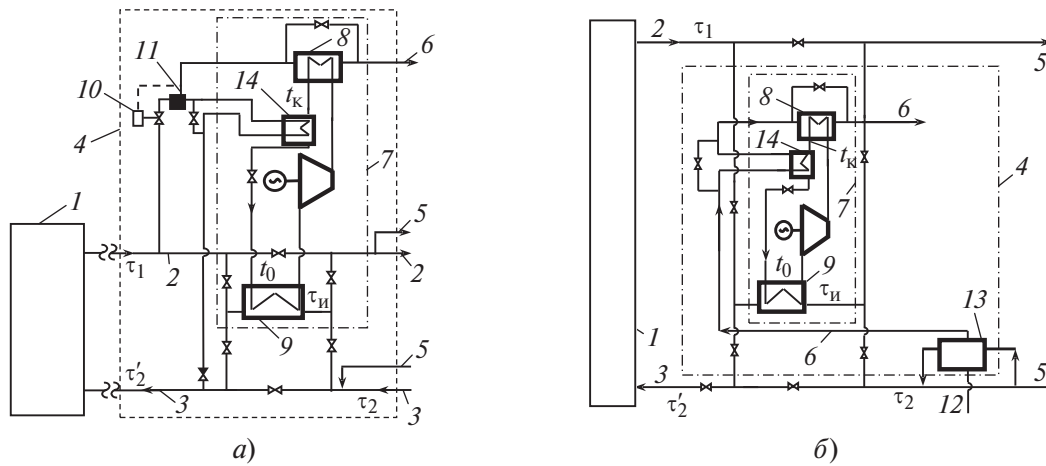


Рис. 2. Схемы открытой (а) и закрытой (б) систем теплоснабжения с ТНУ, подключенной по греющей среде к подающему и обратному трубопроводам теплосети:

1–13 — то же, что на рис. 1; 14 — охладитель конденсата

Таблица 3

Показатель	Температура воды на входе в испаритель $\tau_{и}$, °С												
	31		37			44				55			
Температурный перепад в испарителе $\Delta\tau_{и}$, °С	15	20	15	20	25	15	20	25	30	15	20	25	30
Удельная внутренняя работа компрессора l_k , кДж/кг	39,24	43,06	34,16	38,38	42,79	28,52	32,51	36,67	41,00	20,31	23,95	27,74	31,70
Удельная производительность, кДж/кг:													
конденсатора q_k	140,91	142,58	139,06	140,59	142,24	137,05	138,47	139,97	141,56	134,12	135,43	136,77	138,18
испарителя $q_{и}$	113,59	111,44	116,82	114,13	111,37	120,45	117,88	107,48	112,48	125,73	123,40	120,95	118,40
охладителя конденсата $q_{о.к}$	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92	11,92
Коэффициент преобразования ϕ	3,89	3,59	4,42	3,97	3,60	5,22	4,63	4,14	3,74	7,19	6,15	5,36	4,74

воды в 2 раза и более превышает расход хладагента. При увеличении разности температур более 25 °С расход хладагента, наоборот, превышает расход сетевой воды в испарителе.

Из анализа зависимостей на рис. 3, а можно сделать общий вывод для всех режимов работы ТНУ: с повышением температурного перепада сетевой воды в испарителе снижается коэффициент преобразования ТНУ. Это объясняется ростом внутренней работы, которую должен совершить компрессор при увеличении разности температур ($t_0 - t_k$). Однако, как показывают результаты

многочисленных исследований [3], только на основании изменения коэффициента преобразования нельзя дать полную оценку энергетической эффективности ТНУ. Более полно ее можно оценить, используя методы эксергетического и эксергоэкономического анализов.

Расчет эксергетического КПД цикла ТНУ выполняли при разных значениях температуры сетевой воды на входе в испаритель $\tau_{и}$ и различном температурном напоре $\Delta\tau_{и}$ в испарителе. Зависимости на рис. 3, б свидетельствуют, что с повышением температуры сетевой

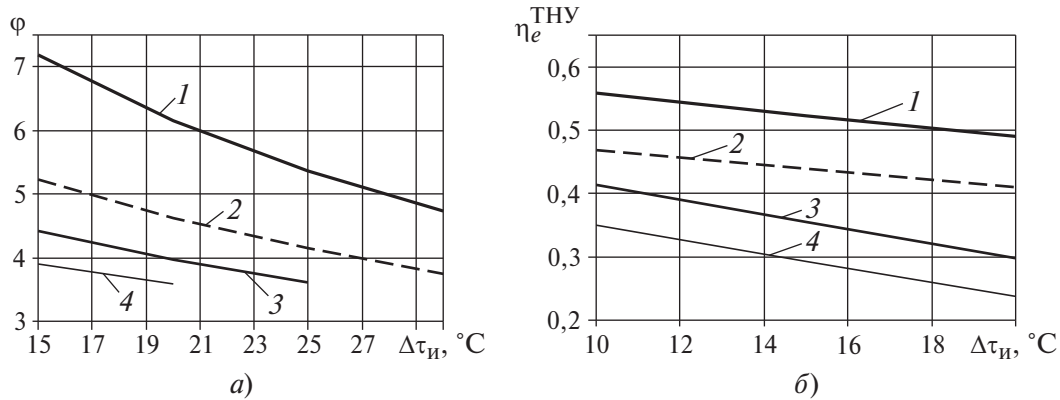


Рис. 3. Зависимости коэффициента преобразования ТНУ (а) и эксергетического КПД цикла ТНУ (б) от температурного перепада сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и}$ при различных значениях $\tau_{и}$:

1 – 4 – $\tau_{и} = 55, 44, 37, 31$ °C

воды на входе в испаритель при неизменном значении $\Delta\tau_{и}$ КПД цикла ТНУ увеличивается на 40 – 50 %. С ростом температурного перепада сетевой воды в испарителе $\Delta\tau_{и}$ КПД цикла ТНУ снижается на 10 – 30 % при различных начальных условиях. Таким образом, наиболее эффективно ТНУ будет работать при максимальном значении $\tau_{и}$ и минимальном температурном перепаде $\Delta\tau_{и}$.

Данные эксергетического анализа полностью подтверждают результаты анализа циклов работы теплового насоса, представленные на рис. 3, т. е. коэффициент преобразования ТНУ имеет схожую зависимость от $\Delta\tau_{и}$ и $\tau_{и}$ с зависимостью эксергетического КПД ТНУ η_e от тех же параметров.

Выводы

1. Разработанные технические решения позволяют обеспечивать нагрузку горячего водоснабжения потребителей при пониженных параметрах сетевой воды в системе теплоснабжения. Особенностью разработанных технологий является нагрев воды, подаваемой на горячее водоснабжение, в конденсаторе парокомпрессионного теплового насоса, испаритель которого по греющей среде включен в подающий и обратный трубопроводы тепловой сети.

2. Выполнен анализ режимов работы теплового насоса по различным циклам, в результате которого определены основные удельные показатели, коэффициент преобразования ТНУ (в рассмотренных циклах изменяется от 3,98 до 8,61) и эксергетический КПД цикла ТНУ. Сравнение удельных показателей циклов ТНУ показало, что наивыс-

шую термодинамическую эффективность имеет одноступенчатый цикл с переохлаждением хладагента. Эксергетический КПД такого цикла ТНУ при различных режимах работы централизованной системы теплоснабжения составляет 0,23 – 0,56.

3. В результате расчетных исследований установлено существенное влияние параметров сетевой воды и ее температурного перепада в испарителе теплового насоса на эффективность работы ТНУ в структуре централизованной системы теплоснабжения.

Список литературы

1. Андрющенко А. И. Возможная экономия топлива от использования утилизационных ТНУ в системе энергоснабжения предприятий. — Промышленная энергетика, 2003, № 2.
2. Николаев Ю. Е., Бакшеев А. Ю. Определение эффективности тепловых насосов, использующих теплоту обратной сетевой воды. — Промышленная энергетика, 2007, № 9.
3. Ротов П. В., Шарапов В. И. Регулирование нагрузки городских теплофикационных систем. — Ульяновск: УлГТУ, 2013.
4. Ротов П. В. О зонировании температурного графика центрального регулирования нагрузки теплофикационных систем. — Промышленная энергетика, 2013, № 6.
5. Ротов П. В., Орлов М. Е., Шарапов В. И. О работе систем теплоснабжения без излома температурного графика. — Энергосбережение и водоподготовка, 2012, № 2.
6. Пат. 2474765 (RU). МПК⁷ F24D 3/00. Способ работы открытой системы теплоснабжения / П. В. Ротов, М. Е. Орлов, В. И. Шарапов и др. — Изобретения. Полезные модели, 2013, № 4.
7. Пат. 2468301 (RU). МПК F 24 D 3/08. Способ работы закрытой системы теплоснабжения / П. В. Ротов, М. Е. Орлов, В. И. Шарапов, П. А. Ежов. — Изобретения. Полезные модели, 2012, № 33.

p.rotov@rambler.ru