

УДК 621.577

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПО ГОДОВОМУ РАСХОДУ УСЛОВНОГО ТОПЛИВА

А. В. ОВСЯННИК, Д. С. ТРОШЕВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

В последнее десятилетие в нашей стране наблюдается значительный интерес к тепловым насосам (ТН). Это связано, в первую очередь, с ростом цен на энергоносители и проблемами экологии. Этому способствует и зарубежный опыт [1].

Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК), к 2020 г. 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов [2].

В тепловых насосах, так же как и в холодильных машинах (ХМ), осуществляется перенос тепла от тел и сред с низкой температурой к телам и средам с более высокой температурой. Их энергетическую эффективность оценивают практически одинаково: по относительной величине затрат высококачественной работоспособной энергии к трансформированному количеству тепла.

Однако прямое отождествление этих машин является спорным. Условия конкурентирования ТН и их практическая реализация намного более сложные, чем на рынке ХМ. Связано это с тем, что практически все виды ХМ имеют две одинаковые базовые температуры, отражающие условия и эффективность их применения во всех странах мира и климатических условиях – это температура в помещении, куда производится отвод тепла, и температура, требуемая для охлаждения различных тел и низкотемпературных теплоносителей. В ТН используют более широкий спектр низкопотенциальных теплоносителей природного и техногенного происхождения (воздух, грунт, вода подземных и поверхностных источников, очищенные и неочищенные промышленные и хозяйственно-бытовые стоки и т. п.), которые могут отличаться значительной сезонной нестабильностью и технической доступностью.

В Республике Беларусь практический опыт создания и применения отечественных ТН невелик и, за редким исключением, отражает уровень научных подходов и технических решений прошлого века. В условиях наметившейся переориентации теплоэнергетического хозяйства страны на развитие низкотемпературных централизованных и смешанных систем теплоснабжения роль ТН возрастает, что требует разработки новых научно обоснованных подходов к их широкому применению в различных областях.

На практике обратные термодинамические циклы в ТН преимущественно реализуются в двух типах машин: абсорбционного (АБТН) и парокомпрессионного типов (ПТН) [3].

Определение удельных расходов топлива для различных источников теплоснабжения

Сравнение эффективности работы тепловых насосов будем производить по экономии условного топлива на выработку 1 ГДж тепловой энергии.

Энергосбережение и эффективность использования теплового насоса в первую очередь зависит от того, откуда мы решим черпать низкотемпературное тепло, во вторую – от способа отопления объекта (водой или воздухом). По виду теплоносителя во входном и выходном контурах тепловые насосы делятся на шесть типов: грунт-вода, вода-вода, воздух-вода, воздух-воздух, грунт-воздух, вода-воздух.

Также большую роль играет регулирование теплопроизводительности системы. Простейшим и наиболее распространенным является метод пусков и остановок (ВКЛ/ВЫКЛ). Данный метод и принят основным в системах индивидуального теплоснабжения.

Для сравнения эффективности различных типов ТН необходим общий показатель. Таким показателем может быть удельный расход топлива на выработку теплоты или коэффициент его использования.

Энергетическая эффективность ПТН характеризуется коэффициентом преобразования энергии [4]:

$$\mu_{\text{птн}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{к}}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{п}}$ – произведенная теплота; $Q_{\text{к}}$ – мощность в тепловом эквиваленте, затраченная на привод компрессора.

Действительный коэффициент преобразования реально цикла можно рассчитать по формуле [4]:

$$\eta_{\text{птн}} = \mu_{\text{ид}} \varphi, \quad (2)$$

где $\mu_{\text{ид}}$ – коэффициент преобразования идеального цикла Карно; φ – коэффициент, учитывающий реальные процессы, осуществляемые рабочим телом в ПТН.

$$\mu_{\text{ид}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{о}}}, \quad (3)$$

где $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{о}}$ – температура кипения и конденсации рабочего тела.

$$T_{\text{к}} = 273 + (t_{w2} + (5 \div 10)), \text{ К}; \quad (4)$$

$$T_{\text{о}} = 273 + (t_{s2} - (2 \div 4)), \text{ К}, \quad (5)$$

где t_{w2} , t_{s2} – температуры горячего источника теплоты (нагреваемой воды) на выходе из конденсатора и холодного источника теплоты (охлаждаемой воды) на выходе из испарителя ПТН.

Практические значения φ составляют 0,55–0,70, при этом более низкие значения соответствуют более крупным агрегатам.

Эффективность АБТН характеризуется коэффициентом трансформации [4]:

$$\mu = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}}, \quad (6)$$

где $Q_{п}$ – количество произведенной теплоты; $Q_{г}$ – количество высокотемпературной теплоты, подведенной к генератору ТН.

Реальные коэффициенты трансформации АБТН приведены на рис. 1. В зависимости от перепада температур между нагреваемой и охлаждаемой средами применяют различные типы машин: с одно- или двухступенчатой схемами регенерации раствора; с двухступенчатой схемой абсорбции.

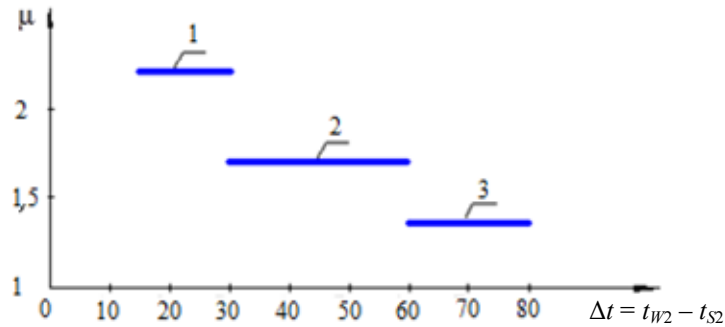


Рис. 1. Зависимость коэффициента трансформации μ АБТН от перепада температур между нагретой водой (t_{W2}) и охлажденной водой (t_{S2}):
 1 – с двухступенчатой схемой регенерации раствора ($\mu = 2,2$);
 2 – с одноступенчатой схемой регенерации раствора ($\mu = 1,7$);
 3 – с двухступенчатой абсорбцией ($\mu = 1,35$)

В ПТН при использовании электроэнергии на привод компрессора от тепловой электростанции удельный расход топлива, кг у. т./ГДж, составит:

$$b_{\text{ПТН}}^{\text{э}} = \frac{1000}{29,3\mu_{\text{ПТН}}^{\text{э}}\eta_{\text{эл}}\eta_{\text{эл.с}}}, \quad (7)$$

где $\eta_{\text{эл}}$ – КПД электростанции; $\eta_{\text{эл.с}}$ – КПД электрической сети.

В ПТН при использовании в качестве привода компрессора двигателя внутреннего сгорания или газовой турбины с утилизацией теплоты продуктов сгорания топлива удельный расход топлива на выработку теплоты составит:

$$b_{\text{ПТН}}^{\text{дв}} = \frac{1000}{29,3\mu_{\text{ПТН}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{т}}}, \quad (8)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД привода; $\eta_{\text{т}}$ – тепловой КПД привода.

Удельный расход топлива на выработку теплоты в АБТН составит:

$$b_{\text{АБТН}} = \frac{1000}{29,3\mu_{\text{АБТН}}\mu_{\text{г}}}, \quad (9)$$

где $\mu_{\text{г}}$ – КПД источника высокотемпературной теплоты или генератора ТН при газовом обогреве.

Удельный расход топлива на выработку теплоты в котлоагрегате, использующем теплоту сгорания органического топлива, составит:

$$b_{\text{ка}} = \frac{1000}{29,3\eta_{\text{ка}}}, \quad (10)$$

где $\eta_{\text{ка}}$ – КПД котла.

Удельный расход топлива на выработку теплоты в электродкотле:

$$b_{\text{ка}}^{\circ} = \frac{1000}{29,3\eta_{\text{ка}}^{\circ}\eta_{\text{эл}}\eta_{\text{эл.с}}}, \quad (11)$$

где $\eta_{\text{ка}}^{\circ}$ – КПД электродкотла.

Определение годовых расходов условного топлива на выработку тепловой энергии для различных источников тепловой энергии

Как видно из формул (7)–(9), удельный расход топлива на выработку тепловой энергии является функцией от коэффициента преобразования теплового насоса, который в свою очередь зависит от температуры конденсации и от перепада температур между нагретой водой (t_{w2}) и охлажденной водой (t_{s2}). Таким образом, расход топлива зависит от перепада температур между нагретой водой (t_{w2}) и охлажденной водой (t_{s2}). Этот теплоперепад задается температурой НПТ и температурой системы отопления:

$$b_{\text{тн}} = f(t_{w2} - t_{s2}). \quad (12)$$

Следовательно, годовой расход топлива тоже зависит от этой разницы температур и может быть определен по формуле

$$B_{\text{год}} = \int_0^n bQd\tau, \quad (13)$$

где b – мгновенный удельный расход топлива, кг у. т./ГДж; Q – тепловая нагрузка в определенный момент времени, ГДж/ч; τ – время работы ТН с определенной нагрузкой, ч; n – продолжительность отопительного периода, ч.

В первом приближении количество теплоты на отопление жилых зданий можно принять равным основным теплопотерям:

$$Q = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})F}{R_0}, \quad (14)$$

где $t_{\text{в}}$ – температура воздуха внутри помещения, °С; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; F – площадь ограждений, м²; R_0 – термическое сопротивление ограждений, м² · °С · ч/ГДж.

Примем $C = \frac{F}{R_0} = \text{const}$, а $t_{\text{в}} = 20$ °С, следовательно:

$$Q = 20C - Ct_{\text{н}}, \quad (15)$$

$$C = \frac{Q}{20 - t_{\text{н}}}. \quad (16)$$

Расчетную отопительную нагрузку $Q_{\text{р.о}}$ при расчетной наружной температуре воздуха $t_{\text{н.о}} = -25$ °С (для г. Минска) примем равной единице. Тогда

$$C = \frac{1}{20 - (-25)} = 0,0222(2),$$

$$Q^* = 20 \cdot 0,02222 - 0,02222 t_n = 0,4444 - 0,02222 t_n. \quad (17)$$

То есть относительный расход теплоты в первом приближении является функцией от температуры наружного воздуха. Для нахождения действительного расхода теплоты при данной температуре необходимо относительный расход, определенный по формуле (11), умножить на расчетный расход теплоты для конкретного здания:

$$Q(t_n) = Q^* Q_{p.o} = (0,4444 - 0,02222 t_n) Q_{p.o}. \quad (18)$$

В [5] указано время стояния температур наружного воздуха ниже определенных значений. Для Минска зависимость $t_n = f(\tau)$ представлена в табл. 1.

Таблица 1

**Продолжительность стояния температуры равной или ниже данной
(для ориентировочных расчетов)**

Температура воздуха, равная или ниже, °С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	8
Продолжительность стояния температуры	4	19	71	232	635	1344	2745	4860

Так как зависимость температуры наружного воздуха от продолжительности стояния данной температуры имеет дискретный вид, то и формулу (13) можно представить в виде:

$$V_{\text{год}}^* = \sum_1^n b_i Q^* \tau_i. \quad (19)$$

Определив коэффициенты трансформации теплоты для разных перепадов температур в различных схемах теплоснабжения при различных температурах наружного воздуха, получили значения годового расхода топлива (табл. 2).

Таблица 2

**Результаты расчета годового расхода условного топлива
для различных систем индивидуального теплоснабжения**

Источник отопления	Источник НПТ	Система отопления	Годовой расход топлива на выработку тепловой энергии с расчетной нагрузкой 1 ГДж/ч, кг у. т.
Электрический котел	—	—	189785
Газовая котельная	—	—	77348
Парокомпрессионный тепловой насос с электрическим приводом	грунт, вода	теплый пол, воздух	45187
		вод. радиаторное отопление	48393
	наружный воздух	теплый пол, воздух	50339
		вод. радиаторное отопление	53217
Парокомпрессионный тепловой насос с механическим приводом	грунт, вода	теплый пол, воздух	32871
		вод. радиаторное отопление	34530
	наружный воздух	теплый пол, воздух	34193
		вод. радиаторное отопление	40666

Окончание табл. 2

Источник отопления	Источник НПТ	Система отопления	Годовой расход топлива на выработку тепловой энергии с расчетной нагрузкой 1 ГДж/ч, кг у. т.
Абсорбционный тепловой насос	грунт, вода	теплый пол, воздух	45499
		вод. радиаторное отопление	46806
	наружный воздух	теплый пол, воздух	45876
		вод. радиаторное отопление	45936

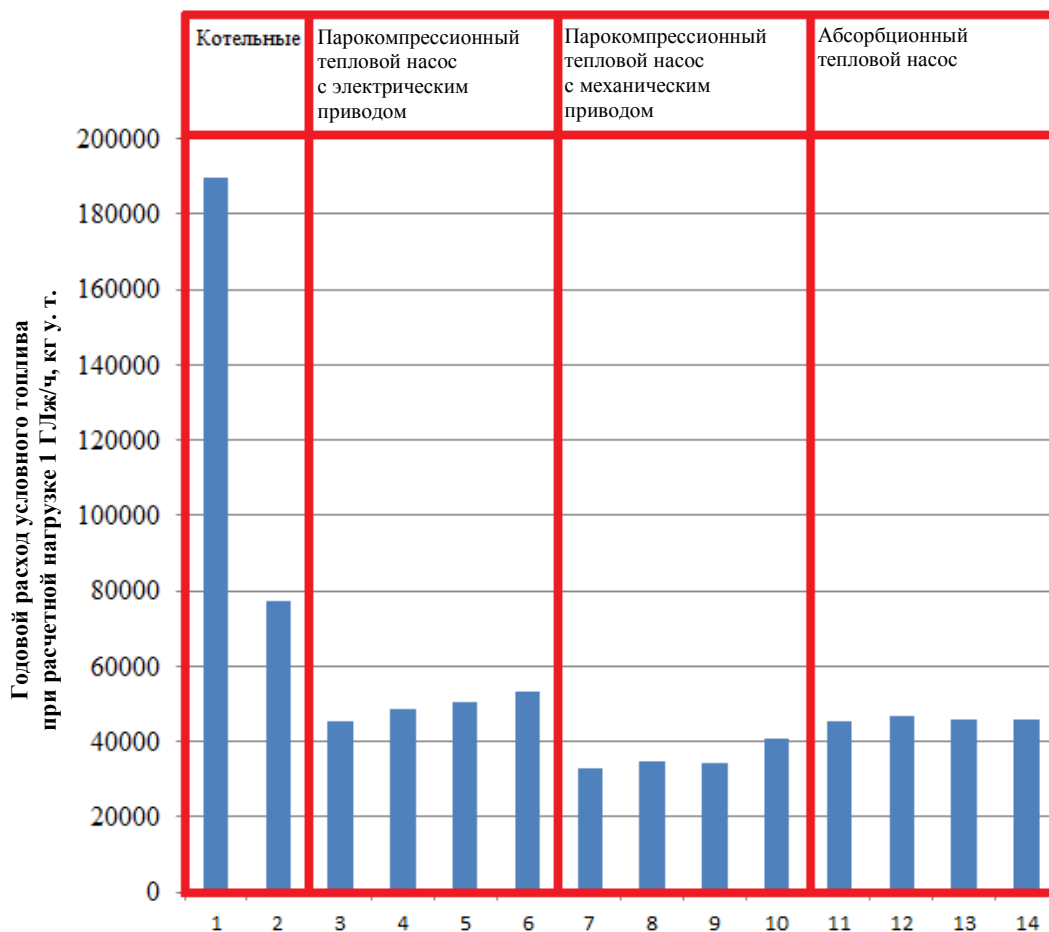


Рис. 2. Годовой расход условного топлива

для различных систем индивидуального теплоснабжения:

1 – с электрическим котлом; 2 – с газовым котлом; 3–6 – с парокompрессионным тепловым насосом с электроприводом: 3 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – грунт или вода); 4 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – грунт или вода); 5 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – наружный воздух); 6 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – наружный воздух); 7–10 – с парокompрессионным тепловым насосом с механическим приводом: 7 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – грунт или вода); 8 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – грунт или вода); 9 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – наружный воздух); 10 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – наружный воздух); 11–14 – с абсорбционным тепловым насосом: 11 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – грунт или вода); 12 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – грунт или вода); 13 – системой отопления «теплый пол» или воздушное отопление (НТП – наружный воздух); 14 – системой водяного радиаторного отопления (НТП – наружный воздух)

Заключение

Проанализировав полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. Применение тепловых насосов в системе теплоснабжения значительно снижает годовой расход условного топлива, следовательно является энергетически оправданным.

2. Наименьший расход топлива оказался при использовании парокомпрессионного теплового насоса с механическим приводом на источнике НТП грунт (вода) в схеме воздушного отопления (или системы отопления «теплый пол»).

3. При одинаковых системах отопления и источниках НТП энергетически наиболее выгодным оказался парокомпрессионный тепловой насос с механическим приводом.

4. Абсорбционный тепловой насос и парокомпрессионный тепловой насос с электрическим приводом показали практически равные расходы условного топлива. И хотя расход условного топлива на АБТН оказался немного ниже, следует учесть, что при расчетах пренебрегли расходом условного топлива на насос крепкого раствора.

5. Чем меньше разница между температурами источника низкопотенциальной теплоты и теплоносителя в системе отопления, тем выше энергетическая эффективность тепловых насосов. Таким образом, при проектировании системы теплоснабжения с тепловыми насосами желательно применять воздушное отопление и систему «теплый пол» как наиболее выгодные с энергетической точки зрения.

Представленная методика оценки энергетической эффективности проста, легко согласуется с экономическими расчетами. Кроме того, для отдельно взятого региона можно рассчитать свой годовой расход топлива на выработку тепловой энергии с расчетной нагрузкой 1 ГДж/ч при использовании различных источников теплоснабжения, а для конкретного потребителя расход топлива может быть получен умножением годового расхода топлива для региона на расчетную отопительную нагрузку здания.

Литература

1. Попов, А. В. Анализ эффективности различных типов тепловых насосов / А. В. Попов // Проблемы энергосбережения. – 2005. – № 1. – С. 27–31.
2. Калнинь, И. М. Энергосберегающие теплонасосные технологии / И. М. Калнинь // Эколог. системы. – 2003. – № 6. – С. 14–17.
3. Иншева, Ю. В. Тепловые насосы в Беларуси. Интервью с С. В. Коневым, заведующим лабораторией терморегулирования Института тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова / Ю. В. Иншева [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа: http://energobelarus.by/index.php?section=interview&interview_id=25. – Дата доступа: 05.05.2012.
4. Проценко, В. П. Коэффициент преобразования парокомпрессионных тепловых насосов / В. П. Проценко, В. А. Радченко // Теплоэнергетика. – 1998. – № 8. – С. 32–42.
5. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учеб. для вузов / Е. Я. Соколов. – М. : Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.

Получено 25.10.2012 г.