

В.И. Володин, С.В. Здитовецкая
Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА ПРИРОДНЫХ ХЛАДАГЕНТАХ

Аннотация. Представлены результаты численного исследования влияния физических свойств, применяемых традиционных хладагентов R134a и R410a с потенциалом глобального потепления (ПГП) более 1000 и природных хладагентов R290 и R600a с ПГП соответственно 3 и 0 на эффективность теплового насоса воздух-вода для систем отопления теплый пол и горячего водоснабжения.

V.I. Volodin, S.V. Zditovetskaya
Belorussian State Technological University
Minsk, Belarus

EFFICIENCY OF VAPOR COMPRESSION HEAT PUMP USING NATURAL REFRIGERANTS

Abstract. The results of a numerical study of the influence of the physical properties of the used traditional refrigerants R134a and R410a with a global warming potential (GWP) of more than 1000 and natural refrigerants R290 and R600a with GWP of 3 and 0, respectively, on the efficiency of the air-water heat pump for underfloor heating and hot water supply systems are presented.

На сегодняшний день использование в энергетике более эффективных и экологически чистых технологий является одной из важнейших задач. Тепловые насосы (ТН) позволяют уменьшить потребление органического топлива и снизить загрязнение окружающей среды. Этому способствует использование в качестве рабочих веществ природных хладагентов взамен гидрофторуглеродов (ГФУ), что соответствует Кигалийской поправке, дополняющей Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой [1]. В Беларуси принят закон «О ратификации поправки к Монреальскому протоколу по веществам, разрушающим озоновый слой» [2]. В соответствии с которым потребление и производство ГФУ к 2036 году должно сократиться на 85% по отношению к базовому уровню.

При переходе на альтернативные рабочие вещества ТН, включая природные хладагенты, важным является оценить их влияние на эффективность работы широко используемых парокомпрессионных тепловых насосов.

В данной работе проводится сравнительный анализ циклов тепловых насосов с широко используемыми в настоящее время хладагентами R134a и R410a и перспективными природными хладагентами пропаном R290 и изобутаном R600a.

Для использования в системах теплоснабжения зданий наиболее доступными являются воздушные (аэротермальные) тепловые насосы. Источником низкотемпературного тепла в них является атмосферный воздух. В настоящей работе рассматривалась возможность использования ТН для системы отопления теплый пол и горячего водоснабжения. Исследование проводилось для реальных условий эксплуатации ТН в холодный период года со средней продолжительностью 131 сутки с температурой атмосферного воздуха $-4,6^{\circ}\text{C}$, что соответствует данным строительной климатологии для г. Минска [3].

При расчете циклов ТН задавались исходные параметры: температура кипения $t_{\text{и}} = -14,6^{\circ}\text{C}$, перегрев пара в испарителе $\Delta t_{\text{и}} = 5^{\circ}\text{C}$, температура конденсации $t_{\text{к}}$ для системы отопления теплый пол и горячего водоснабжения соответственно 40 и 55°C , отвечающие стандартным температурам теплоносителя воды. Параметры цикла рассчитывались с учетом типичных гидравлических потерь в теплообменных аппаратах контура: испарителе $\Delta p_{\text{и}} = 40$ кПа и конденсаторе $\Delta p_{\text{к}} = 10$ кПа.

Критические параметры и удельный объем на входе в компрессор для рассматриваемых хладагентов представлены в таблице 1. Критическая температура ограничивает область применения хладагентов в качестве рабочего вещества ТН. Наибольший спектр применения ТН характерен для хладагента R600a с критической температурой 135°C . С ростом удельного объема пара на всасывании, габариты компрессора при постоянном массовом расходе холодильного агента снижаются.

Таблица 1 – Критические параметры хладагентов

Параметры	R134a	R410a	R290	R600a
Критическая температура, $^{\circ}\text{C}$	101,1	71,40	96,80	135,0
Критическое давление, МПа	4,06	4,90	4,264	3,65
Удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$	0,121	0,056	0,156	0,400

На рис. 1 приведены циклы и основные параметры ТН для системы теплоснабжения теплый пол.

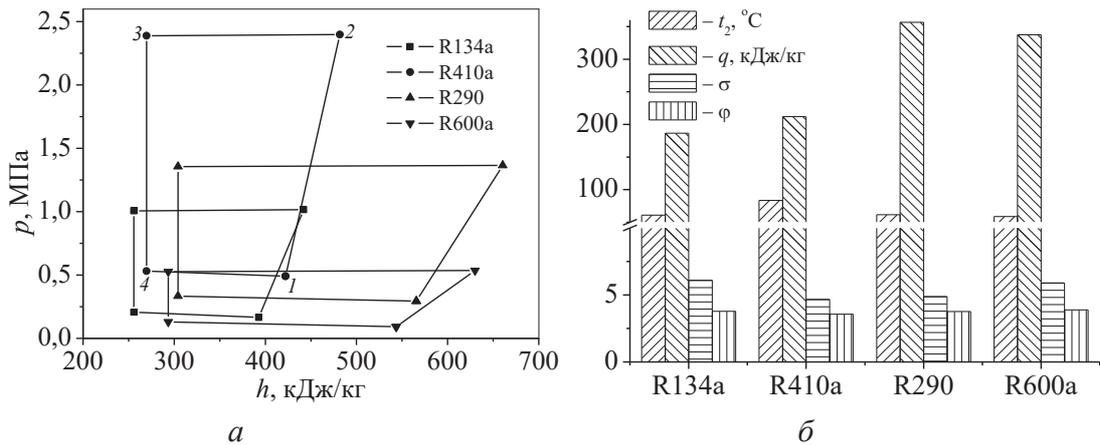


Рис.1 – Циклы (а) и параметры (б) тепловых насосов для системы отопления теплый пол

Циклы состоят из следующих основных процессов: (4-1) – подвод теплоты к хладагенту от атмосферного воздуха, (1-2) – сжатие в компрессоре, (2-3) – передача теплоты от хладагента к нагреваемому теплоносителю, (3-4) – дросселирование.

Наибольшее рабочее давление 2,4 МПа соответствует циклу с хладагентом R410a. Высокое рабочее давление предъявляет повышенные требования к прочности компрессора, испарителя и конденсатора, что связано с ростом капитальных затрат. В тоже время степень сжатия $\sigma = 4,66$ минимальна, что благоприятно для работы компрессора. Наименьшее рабочее давление 0,54 МПа с умеренной степенью сжатия 5,9 соответствует циклу с хладагентом R600a.

При использовании хладагента R410a достигается максимальная температура цикла $t_2 = 83,6^\circ\text{C}$. Для других хладагентов ее значение значительно ниже и диапазон изменения составляет от 50,9 до 61,5°C.

Удельная теплопроизводительность q ТН соответствует процессу 2-3 и равна длине соответствующих линий цикла на рис. 1а. Максимальные значения соответствуют хладагентам R290 и R600a, и соответственно равны 356,4 и 337,3 кДж/кг. При постоянной теплопроизводительности ТН массовый расход хладагента обратно пропорционален удельной теплопроизводительности. С учетом значения удельного объема на входе в компрессор (см. таблицу) при теплопроизводительности 10 кВт, например, максимальный объемный расход составляет $1,19 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ для хладагента R600a, а минимальный – $2,64 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ для хладагента R410a. Рост объемной производительности приводит к увеличению габаритов компрессора. Природный хладагент R290 предпочтительней по сравнению с хладагентом R600a, т.к. объемная производительность компрессора для тождественных условий эксплуатации составляет $4,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для всех хладагентов, используемых в системе отопления теплый

пол, диапазон изменения коэффициентов преобразования составляет 3,56–3,88. Максимальный коэффициент преобразования $\phi = 3,88$ соответствует циклу с хладагентом R600a. Минимальный – 3,56 относится к циклу с хладагентом R410a.

На рис. 2 представлены циклы и основные параметры ТН для системы горячего водоснабжения. В этом случае температура потребителя теплоты (теплоносителя воды) увеличивается от 35 до 50°C, соответственно температура хладагента на выходе конденсатора тоже увеличилась от 40 до 55°C.

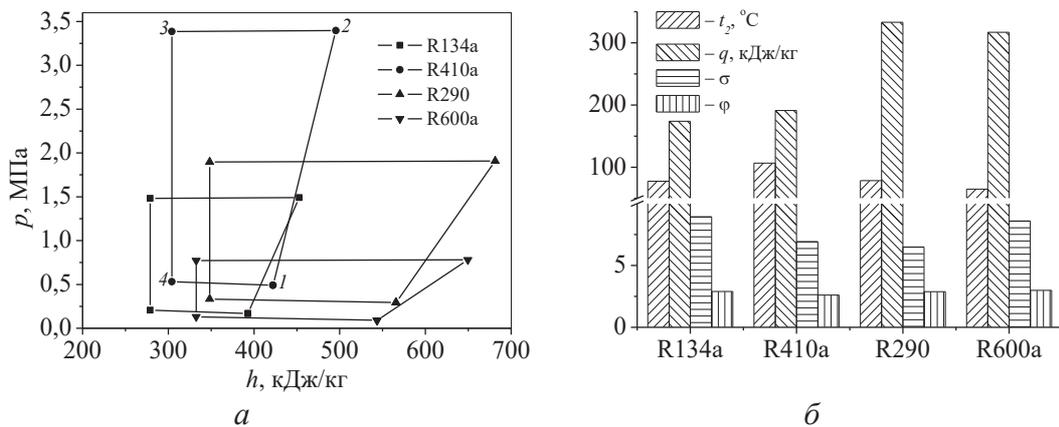


Рис.2 – Циклы (а) и параметры (б) тепловых насосов для системы горячего водоснабжения

Линии процесса 2-3, связанные с конденсацией, приближаются к критической точке, что приводит к уменьшению их длин, а соответственно удельной теплопроизводительности q ТН. Для системы теплый пол диапазон изменения q составлял от 186,5 до 356,4 кДж/кг. Для системы горячего водоснабжения это изменение составляет от 173,9 до 333,1 кДж/кг.

В связи с тем, что требуемая температура теплоносителя возросла, то степень сжатия в компрессоре и температура хладагента на выходе также увеличиваются. Степень сжатия для рассматриваемых хладагентов выросла в 1,29–1,45 раза. Максимальные значения σ близкие к 9,0, которые являются предельной величиной для одноступенчатого сжатия, имеют циклы с хладагентами R134a и R600a. Максимальная температура рабочего вещества на выходе компрессора $t_2 = 106,7^\circ\text{C}$ с перегревом $51,7^\circ\text{C}$ достигается для хладагента R410a, минимальная $64,7^\circ\text{C}$ с перегревом $9,7^\circ\text{C}$ достигается для хладагента R600a. Увеличение степени перегрева хладагента позволяет нагреть теплоноситель до больших температур [4].

Энергетическая эффективность тепловых насосов для системы горячего водоснабжения уменьшается приблизительно на 25% по

сравнению с системой теплый пол, что соответствует коэффициентам преобразования 2,6–2,99 для рассматриваемых хладагентов.

Из проведенного анализа следует, что энергетическая эффективность циклов для холодного периода года с природными хладагентами R290 и R600a, характеризующаяся значениями коэффициентов преобразования, не ухудшается по сравнению с замещаемыми R134a и R410a. Физические свойства хладагентов и температурный режим на выходе компрессора могут привести к изменению требуемых габаритов оборудования при переходе на природные хладагенты, что будет сказываться на их реальной эффективности.

Список использованных источников

1. Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу: поэтапное сокращение потребления ГФУ [Электронный ресурс]. URL: https://wedocs.unep.org/bitstream/handle/20.500.11822/26589/HFC_Phase_down_RU.pdf?sequence=3&isAllowed=y (Дата обращения 10.10.2024).

2. О ратификации поправки к Монреальскому протоколу по веществам, разрушающим озоновый слой – ЗАКОН РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ 13 октября 2022 г. № 212-3 [Электронный ресурс]. URL: <https://pravo.by/document/?guid=12551&p0=H12200212> (Дата обращения 10.10.2024).

3. Строительная климатология. СНБ 2.04.02–2000. – Минск: Министерство строительства и архитектуры Республики Беларусь, 2001. – 37 с.

4. Володин В. И., Здитовецкая С. В. Приближенный тепловой расчет конденсатора перегретого пара тепловых насосов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2022. – Т. 65, № 3. – С. 250–262.

УДК 658.26

С.Н. Гладких

Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого
Великий Новгород, Россия

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Аннотация. Предложены наиболее распространенные направления энергосбережения, которые осуществляются путём внедрения новых технологий,