УДК 536.24: 621.577.62

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХЛАДАГЕНТОВ НА ПАРАМЕТРЫ КОНДЕНСАТОРА ТЕПЛОВОГО НАСОСА

В. И. Володин, С. В. Здитовецкая

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск
volvic@mail.ru

Приводятся результаты численного исследования влияния физических свойств традиционных и природных хладагентов на теплотехнические характеристики конденсатора теплового насоса воздух-вода для горячего водоснабжения. Получено, что для тождественных условий эксплуатации наилучшими характеристиками обладает конденсатор с хладагентом R410a, у которого поверхность теплообмена по сравнению с природными хладагентами R290 и R600a соответственно в 1,6 и 2.2 раз меньше.

Ключевые слова: *конденсатор, конденсация, коэффициент теплоотдачи, насыщенный пар, перегретый пар, тепловой насос, тепловой поток, эффективность, физические свойства.*

В соответствии с Кигалийской поправкой, дополняющей Монреальский протокол, достигнуто соглашение о поэтапном сокращении потребления гидрофторуглеродов (ГФУ), применяемых в качестве хладагентов в трансформаторах тепла: тепловых насосах и холодильных машинах [1]. В Беларуси в 2022 году принят законопроект «О ратификации поправки к Монреальскому протоколу по веществам, разрушающим озоновый слой», предусматривающий сокращение производства и потребления ГФУ к 2036 году на 85% по отношению к базовому уровню. В связи с этим важным является оценка влияния перехода на природные хладагенты на эффективность оборудования наиболее широко используемых парокомпрессорных тепловых насосов, одним из ответственных элементов которых является конденсатор.

В данном исследовании проводится сравнительный анализ влияния физических свойств хладагентов R134a и R410a с потенциалом глобального потепления (ПГП) соответственно 1300 и 1980 и альтернативных природных хладагентов пропана R290 и изобутана R600a с ПГП соответственно 3 и 0, на эффективность конденсатора теплового насоса системы горячего водоснабжения.

В качестве конденсатора-водоподогревателя взята змеевиковая поверхность теплообмена труба в трубе, погруженная в емкость, выполняющей функции бака аккумулятора. Такая поверхность теплообмена конденсатора показала наилучшие характеристики по сравнению с конструкциями погружного змеевика и змеевика с вытеснителем для системы отопления теплый пол [2].

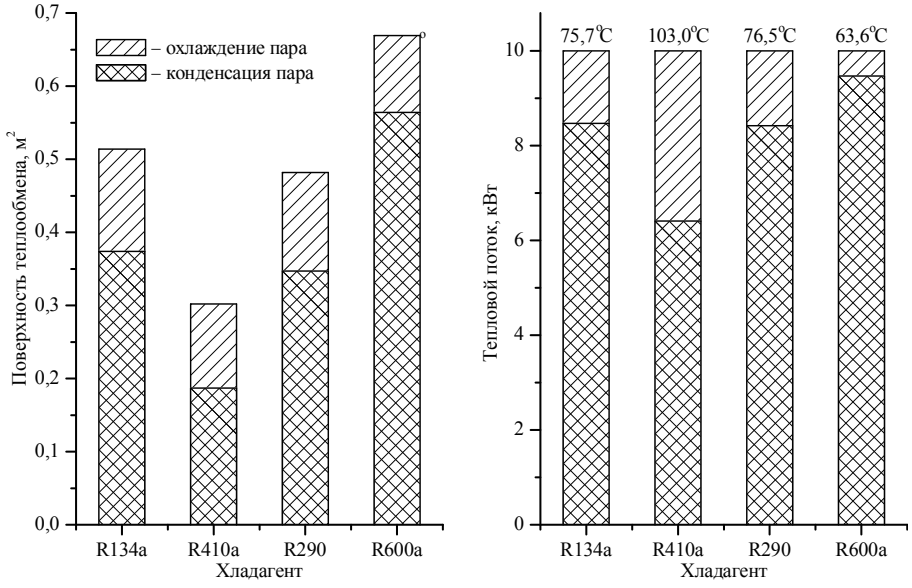
Конденсатор выполнен в виде теплоизолированного бака, объем которого составляет 500 л с внутренним диаметром емкости 0,75 м. Поверхность теплообмена конденсатора представляет собой спиральный змеевик труба в трубе, погруженный в нагреваемую жидкость. Внутренняя труба размером 14×1 мм, наружная труба – 20×1 мм. Диаметр змеевика 0,5 м. Температура нагреваемой воды на входе в кольцевой канал 10 °С. Холодная вода подается снизу в кольцевой канал, конденсирующийся пар сверху в центральный канал, что соответствует перекрестно-противоточной схеме движения теплоносителей и позволяет получить максимальную температуру нагреваемой воды. Искомыми параметрами являются температура воды на выходе конденсатора и площадь поверхности теплообмена.

Первоначально на основе анализа термодинамических циклов для исследуемых хладагентов получены значения расходов и температур перегретого пара на входе в конденсатор с теплопроизводительностью 10 кВт для теплового насоса воздух–вода. Горячая вода в соответствии с требованиями должна иметь температуру не менее 50 ^{o}С при температуре источ-

ника теплоты низкой температуры – атмосферного воздуха 0 °С. Для данных параметров источника и потребителя теплоты температура конденсации принимается равной 55 °С, а кипения – минус 10 °С. Получено, что для данных условий коэффициенты преобразования теплового насоса с хладагентами R290 и R600a в 1,11 и 1,15 раз больше по сравнению с хладагентом R410a.

Влияние физических свойств хладагентов на теплотехническую эффективность конденсатора исследовалось численным методом на основе двухзонной модели конденсации перегретого пара с расчетом аппарата по двум раздельным участкам: охлаждения перегретого пара и, собственно, полной конденсации пара [3].

На рис. 1 показано влияние физических свойств хладагентов на поверхность теплообмена и тепловой поток на участках охлаждения перегретого и конденсации насыщенного пара с указанием температуры перегретого пара на входе в конденсатор. Видно, что физические свойства влияют на температуру перегретого пара на входе в конденсатор и величину теплового потока перегрева. На рис. 1, *б* показано, что тепловой поток перегрева пропорционален величине перегрева при постоянной температуре конденсации 55 °С. Например, для хладагента R410a перегрев по сравнению с хладагентом R600a больше в 5,6 раз, а тепловой поток – в 6,8 раза, для хладагентов R290 и R134a соответственно в 1,04 и 1,06 раза. В обоих случаях сохраняется закономерность: теплота перегрева больше температурного перепада перегрева.



а *б*

Рис. 1. Изменение поверхности теплообмена (*а*) и теплового потока (*б*) на участках охлаждения перегретого пара и конденсации насыщенного пара

Несмотря на существенное отличие теплоты перегрева, площади поверхности теплообмена участков предконденсации для всех рассматриваемых хладагентов отличаются незначительно – до 10%. Из рис. 1, *а* следует, что поверхности участков охлаждения перегретого пара для хладагентов R410a и R600a отличаются лишь в 1,1 раз. Для хладагентов R290 и R134a – в 1,05 раз. Данный результат объясняется отличием температурных напоров, которые увеличиваются с ростом перегрева. Для хладагента R410a температурный напор в 4,7 раза больше по сравнению с хладагентом R600a.

Значительное влияние на общую поверхность теплообмена оказывает интенсивность теплоотдачи на участке конденсации (рис. 1, *а*), определяемая числами Прандтля, которые характеризуют физические свойства хладагентов. Из результатов, представленных на рис. 2, следует, что на участке конденсации коэффициенты теплоотдачи обратно пропорциональны

числам Прандтля для пленки конденсата, т. е. с ростом числа Pr интенсивность теплоотдачи уменьшается. В области охлаждения перегретого пара наблюдается обратная тенденция, когда теплоотдача пропорциональна значениям чисел Прандтля для пара хладагентов.

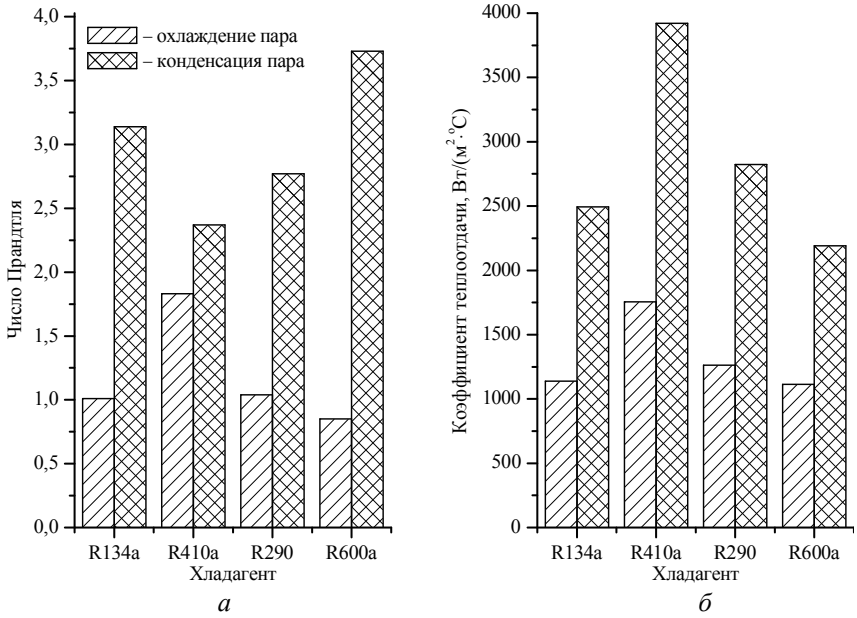


Рис. 2. Изменение числа Прандтля (*а*) и коэффициента теплоотдачи (*б*)

На основе результатов исследования можно сделать вывод, что наилучшие теплотехнические характеристики присущи конденсатору с хладагентом R410a по сравнению с другими хладагентами при одинаковых эксплуатационных условиях. Поверхность теплообмена конденсатора с природными хладагентами R290 и R600a соответственно в 1,6 и 2,2 раза больше, чем с хладагентом R410a.

Литература

1. Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу: поэтапное сокращение потребления ГФУ. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://wedocs.unep.org/ bitstream/handle/20.500.11822/26589/HFC_Phasedown_RU.pdf?sequence=3&isAllowed=y. Дата доступа: 13.10.2023.

2. Володин В. И., Здитовецкая С. В. Особенности теплообмена в конденсаторе-аккумуляторе теплового насоса // Труды БГТУ. Сер. 2. Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. 2020. № 2 (235). С. 112–116.

3. 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.