

Введение Большинство стран мира приняла на себя обязательства проводить энергосберегающую политику, направленную на снижение выбросов CO₂ в атмосферу, а также устранение из обращения ряда озonoопасных хладагентов. Появилась, так называемая, проблема ретрофита запрещенных хладагентов альтернативными рабочими веществами, которые не уступают по своим термодинамическим характеристикам, заменяемым хладагентам. Ретрофит применяется для оборудования, которое находится в эксплуатации, и еще не израсходовало свой ресурс. Оценка перспективности хладагента для ретрофита требует комплексного подхода, включающего анализ термодинамической эффективности холодильного цикла с альтернативным рабочим веществом, анализ взаимодействия хладагента с конструкционными материалами, маслами, определение максимально возможных значений энергетической эффективности установки, анализ экологических маркеров хладагентов, определение экономической целесообразности процедуры замены хладагента в действующих установках. Учитывая тот факт, что значительная часть действующего холодильного оборудования использующее экологически небезопасные хладагенты не исчерпало свой ресурс, и поэтому еще долгое время будет находиться в эксплуатации, вопрос оценки эффективности ретрофита представляется актуальным. Эколого-энергетические аспекты выбора хладагента для ретрофита Выбор нового альтернативного хладагента, представляет собой сложную задачу, поскольку это всегда некое компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и опосредованного влияния хладагента на окружающую среду. Кроме того, хладагент должен иметь хорошие термодинамические и эксплуатационные показатели, а также низкий уровень токсичности. В последнее время факторы экологии и безопасности эксплуатации являются преобладающими над остальными требованиями к хладагентам. Между тем, требование обеспечения высокой энергетической эффективности холодильного оборудования остается одним из главных, поскольку снижая энергетические затраты на привод холодильной машины (ХМ) или теплонасосной установки (ТНУ) уменьшается косвенное воздействие хладагента на окружающую среду, поскольку снижается масса CO₂, выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии. Количественный анализ экологических характеристик ХМ показал, что экологические последствия в большей степени зависят от термодинамически обоснованного выбора энергетически эффективного хладагента, чем непосредственно от показателей прямой опасности хладагента. По экологическим показателям ODP (потенциал разрушения озона) и GWP (потенциал глобального потепления) наиболее приемлемыми для замены R12 и R22 в действующих ХМ и ТНУ представляются хладагенты R404A, R410A, R407C, R134a, R152a, R143a, R32, R125. Они рекомендованы рядом производителей хладагентов, таких как Du

Pounte, Solvay – fluore. Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе, используется общий коэффициент эквивалентного потепления TEWI [1]: $TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B$ (1) где GWP – потенциал глобального потепления по отношению к CO₂ (GWPCO₂=1); M – масса выпущенного в атмосферу хладагента (эмиссия), кг; α – масса выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии диоксида углерода, кг CO₂ /(кВт·ч); B – количество энергии, потребленное ТНУ за время ее эксплуатации, кВт·ч. Величина α в (1) непосредственно зависит от региона и того, как в этом регионе производится электроэнергия. Для гидроэлектростанции $\alpha = 0$. При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля α составляет около 0,8 кг CO₂/(кВт·ч). Следует отметить, что при оценке показателя TEWI часто слагаемое $GWP \cdot M$, учитывающее прямую эмиссию хладагента, может быть существенно ниже, второго слагаемого в формуле (1). Непосредственный вклад в TEWI вносит величина коэффициента преобразования ТНУ μ . Так, при использовании хладагента, требующего на 3% больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель TEWI будет почти в 3 раза выше, чем при непосредственной эмиссии хладагента в атмосферу. Экологическое обоснование перевода действующих ХМ и ТНУ на альтернативные хладагенты. Распространенный в настоящее время способ определения перспективности новых хладагентов с позиции обеспечения высокой энергетической эффективности ХМ, заключается в оценке холодильного коэффициента теоретического цикла, без учета необратимости протекающих процессов (трение, неравновесный теплообмен и др.). Между тем, влияние внешней и внутренней необратимости в действительном цикле ХМ и ТНУ может существенно повлиять на оценку перспективности применения того или иного альтернативного хладагента. В настоящей работе проведен расчетный анализ потерь от необратимости процессов в действительных циклах ХМ и ТНУ при проведении процедуры замены хладагента в заданном гидравлическом контуре. При расчете термодинамических свойств хладагентов используется база данных REFPROP 7.0 [2] Расчет статических характеристик ХМ и ТНУ произведен по рекомендациям работы [3]. При анализе ХМ или ТНУ учитывается степень необратимости каждого процесса в цикле на термодинамическую эффективность. Рассмотрим основные уравнения методики термодинамического анализа ХМ и ТНУ. На рис. 1 представлен термодинамический цикл ХМ в P-i-диаграмме. Рис. 1 - Термодинамический цикл ХМ Холодопроизводительность испарителя . (2) где $\dot{m}_f$ – массовый расход хладагента в цикле, Величина производства энтропии в испарителе , (3) где T_L – средняя температура по длине теплообменной поверхности испарителя , где T_{si} и T_{so} - температуры хладоносителя на входе и выходе из испарителя соответственно. Теплопроизводительность конденсатора. . (4) Величина производства энтропии в конденсаторе , (5) где T_H – средняя температура охлаждающей конденсатор

воды. , где T_{wi} и T_{wo} – температуры теплоносителя на входе и выходе из конденсатора соответственно. Мощность привода компрессора , (6) где Q_{km} – теплота, генерируемая при неизоэнтропном сжатии в компрессоре.

Производство энтропии в процессе сжатия в компрессоре . (7) Для процесса дросселирования величина S_{gen} равна . (8) Холодильный коэффициент . (9) Коэффициент преобразования ТНУ . (10) Суммарные потери от необратимости в системе $SW_{потери} = T_{окр}(S_{генисп} + S_{генкм} + S_{генконд} + S_{гендр})$. (11) Степень термодинамического совершенства , (12) где . При сравнении эффективности различных хладагентов выражение для расчета холодильного коэффициента целесообразно представить, включив в него величины производства энтропии в каждом из элементов ХМ. Это позволит при известных температурах T_L и T_H , а также заданной величине Q_0 оценить влияние величины S_{gen} в любом элементе на ϵ . Уравнение для расчета ϵ с учетом влияния величины производства энтропии S_{gen} в каждом элементе ХМ имеет вид. . (13) Для оценки влияния потерь от необратимости каждого процесса на эксергетический КПД ХМ используем эксергетический метод анализа [4,5]. Эксергетический анализ позволяет судить о термодинамическом совершенстве процессов, происходящих внутри каждого элемента ХМ или ТНУ. Эксергетический баланс компрессора , (14) где – удельная эксергия хладагента в точке цикла ; $T_{окр}$ – температура окружающей среды; m_i – массовый расход хладагента. Деструкция эксергии в компрессоре . (15) Эксергетический КПД компрессора . (16) Эксергетический баланс конденсатора . (17) Деструкция эксергии в конденсаторе . (18) Уравнения эксергетического баланса дроссельного вентиля . (19) Деструкция эксергии в процессе дросселирования . (20) Эксергетический баланс испарителя . (21) Деструкция эксергии в испарителе . (22) Эксергетический КПД ХМ . (23) С использованием предложенной методики проведено сопоставление характеристик ХМ и ТНУ, работающих на хладагентах R12 и R22 и новых смесевых, а также однокомпонентных рабочих веществах. В таблице 1 представлены сравнительные характеристики режимных параметров чиллера при замене R22 альтернативными хладагентами. Температура воды на входе в испаритель $T_{si} = 8^\circ\text{C}$, Температура воды на входе в конденсатор $T_{wi} = 15^\circ\text{C}$, теоретическая объемная подача компрессора $V_t = 13,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ (компрессор DMRH – 750). Обозначения в таблице 1 приняты следующие: T_0 и T_k – температуры испарения и конденсации хладагента; P_0 и P_k – давления испарения и конденсации; T_2 – температура в конце процесса сжатия. Таблица 1 - Расчетные характеристики чиллера при ретрофите R22 Величина Хладагенты R407C R410A R404A R134a Q_0 , кВт 8,54 12,25 9,49 6,248 $N_{км}$, кВт 1,36 2,46 1,66 0,84 ϵ 6,2 4,98 5,71 7,45 T_0 , $^\circ\text{C}$ 0 - 3,16 -1,4 0,9 T_k , $^\circ\text{C}$ 25,7 28,6 26,5 24,2 P_0 , кПа 444,6 719,1 578,9 301,9 P_k , кПа 1024,8 1807,9 1295,3 649,0 T_2 , $^\circ\text{C}$ 46,4 54,7 39,5 37,87 Как видно из таблицы 1, при переводе чиллера на хладагент R134a режим выработки холода осуществляется с высоким холодильным коэффициентом ϵ ,

между тем одновременно падает холодопроизводительность Q_0 . Для хладагента R410A имеет место обратная зависимость, здесь существенно возрастает Q_0 , но в тоже время уменьшается ϵ . Кроме того, для R410A характерно высокое давление в испарителе и конденсаторе, что потребует усиления прочностных характеристик оборудования. Наиболее близкими, по характеристикам к R22, является R407 °C (рис. 2). Уменьшение Q_0 в расчетном режиме составляет 5 %, уровень давлений в испарителе и конденсаторе фактически не изменяется (отклонение 1,6 %). С повышением температуры конденсации до 40 °C значения ϵ для циклов с хладагентами R134a и R22 практически совпадают (рис. 3). Рис. 2 - Зависимость Q_0 от температуры конденсации при $T_0 = 0$ °C На рис. 4 и 5 показан характер изменения эксергетического КПД ХМ при варьировании температур конденсации и испарения в цикле для альтернативных хладагентов. Сопоставление производилось для конкретного холодильного контура. Теоретическая объемная подача компрессора в расчетном режиме с R22 составляла 22 м³/ч. Задавались температуры конденсации и испарения, которые соответствовали режиму работы ХМ с R22. Температура окружающей среды принималась равной 30°C. Рис. 3 - Зависимость ϵ от температуры испарения при $T_k = 40$ °C Рис. 4 - Изменение эксергетического КПД ХМ в зависимости от температуры конденсации Рис. 5. Изменение эксергетического КПД ХМ в зависимости от температуры испарения Как можно видеть из рис. 4 и 5, более существенно меняется эксергетический КПД ХМ с хладагентом R407. Это означает, что ХМ с R407 может эффективно использоваться в нерасчетных режимах при значительном изменении нагрузки и параметров на входе в испаритель и конденсатор. Между тем, по сравнению с другими рабочими веществами значение эксергетического КПД для ХМ с R407 заметно ниже. Такой результат оказался достаточно неожиданным, поскольку принято считать [4], что для хладагентов с высоким показателем неизотермичности процессов испарения и конденсации характерны низкие значения потерь от необратимости при теплообмене, и как следствие этого, высокая степень термодинамического совершенства цикла ХМ. Между тем, детальный анализ эксергетических потерь в элементах ХМ показал, что для R407 существенное влияние на эффективность оказывают потери в процессе дросселирования, а также потери в компрессоре. Это, в конечном счете, приводит к снижению общей эксергетической эффективности ХМ. Выводы Анализ результатов численных исследований показал, что ни одно из синтезированных в настоящее время рабочих веществ не обладает полным комплексом свойств присущих R22. Близким по энергетической эффективности и холодопроизводительности является R404A, однако для него характерно более высокое давление в гидравлическом контуре. Поэтому простая замена R22 на R404A в действующих установках на наш взгляд нецелесообразна. Предложенная методика позволила провести детальный анализ потерь от необратимости в элементах ХМ и ТНУ, оценить показатели

энергетической эффективности, определить предельно достижимые границы термодинамического цикла действующих ХМ и ТНУ при замене хладагента.