

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК РЕВЕРСИВНОГО КОНДИЦИОНЕРА-ТЕПЛОВОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕВОДЕ ЕГО НА АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ**Введение**

Вопрос перехода к новому поколению хладагентов, безопасных по экологическим показателям и обладающих одновременно высокой энергетической эффективностью, еще не получил окончательного решения. В последние годы появилась так называемая проблема ретрофита запрещенных хладагентов альтернативными рабочими веществами, не уступающих по своим термодинамическим и эксплуатационным характеристикам заменяемым хладагентам. Процедура ретрофита применяется для холодильного оборудования, которое находится в эксплуатации. Учитывая тот факт, что значительная часть действующего в Украине холодильного оборудования, использующего экологически небезопасные хладагенты, не израсходовало свой ресурс и поэтому еще долгое время будет находиться в эксплуатации, вопрос прогнозирования характеристик действующих кондиционеров на альтернативных хладагентах представляется актуальным.

Постановка цели и задачи научного исследования

Распространенный в настоящее время способ определения перспективности новых хладагентов для холодильных машин (ХМ) и тепловых насосов (ТН) заключается в оценке холодильного коэффициента теоретического цикла без учета необратимости протекающих процессов (трение, неравновесный теплообмен и др.). Влияние внешней и внутренней необратимости в действительном цикле ХМ и ТН может существенно повлиять на оценку перспективности применения того или иного альтернативного хладагента особенно, если эта оценка производится для действующих установок. Результаты анализа теоретического и действительного циклов могут значительно различаться и даже быть противоположными. Хладагенты имеющие незначительные коэффициенты теплоотдачи не могут эффективно использоваться в ХМ и ТНУ, даже если они обладают термодинамическим преимуществом [1].

Для выбора альтернативного рабочего вещества в действующем оборудовании необходим расчет статических характеристик ХМ и ТН заданного гидравлического контура циркуляции хладагента.

Расчет характеристик кондиционера рассматривался многими авторами [2–5]. Однако, большинство известных методик расчета, которые в той или иной степени могут быть применены к рассматриваемой задаче, являются либо графоаналитическими [2, 3], что делает их непригодными для многовариантных расчетов и дальнейшей оптимизации режимных параметров установки, либо излишне усложненными [4, 5]. Задача расчетного исследования реверсивного кондиционера ставилась в работе [4]. В разработанной авторами математической модели учитывается сложный характер гидрогазодинамических процессов с наличием фазовых превращений и нестационарного теплообмена. Между тем, усложнение математической модели привело к некоторой утрате общности и наглядности полученных результатов, что затрудняет их анализ.

Предлагаемая в настоящей работе методика расчета режимных параметров реверсивного кондиционера проста по форме, легко поддается алгоритмизации, учитывает взаимосвязь множества параметров, позволяет добиться повышения точности решения за счет усложнения расчетов в любом из блоков.

Применительно к режиму теплового насоса решалась следующая задача. При известных начальных температурах наружного $T_{н1}$ и внутреннего воздуха $T_{к1}$, относительной влажности наружного воздуха φ , поверхностях испарителя $F_{и}$, конденсатора $F_{к}$, расходах воздуха $G_{и}$, $G_{к}$, заданном компрессоре (его подаче V_c) и типе хладагента, рассчитываются: температура испарения T_0 , конденсации $T_{к}$, температура внутреннего воздуха на выходе из конденсатора $T_{к2}$, коэффициент влаговываждения ξ , холодопроизводительность Q_0 теплопроизводительность $Q_{к}$, холодильный коэффициент ϵ и коэффициент преобразования ТНУ μ .

При формировании расчетной схемы вначале пренебрегаем величинами депрессии и нагрева хладагента в соединительных трубопроводах. В первом приближении они назначаются на основании существующего опыта проектирования. Соответствующие рекомендации для этого приведены в работе [6]. В последующих приближениях расчет параметров хладагента производится с учетом неизобарности процессов в гидравлическом контуре по методике [7]. Для определения коэффициента подачи компрессора и индикаторного КПД, а также для расчета теплофизических характеристик свойств влажного воздуха, используются известные эмпирические уравнения [8]. Теплофизические свойства хладагентов определя-

ються при помощи базы данных программного продукта REFPROP 8.0 (уравнение состояния Peng-Robinson).

Холодопроизводительность испарителя Q_0 определяется путем совместного решения следующих уравнений

$$Q_0 = G_{\text{хл}} \left[(1 - x_{\text{вх}}) r + (i_1 - i_{\text{ВЫХ}}^{\text{исп}}) \right], \quad (1)$$

$$Q_0 = G_{\text{и}} c_{\text{и}} (T_{\text{ил}} - T_{\text{и2}}), \quad (2)$$

$$Q_0 = G_{\text{и}} c_{\text{и}} \xi \eta_0 (T_{\text{ил}} - T_0), \quad (3)$$

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{k_{\text{и}} F_{\text{и}}}{G_{\text{и}} c_{\text{и}}}}, \quad (4)$$

$$x_{\text{вх}} = 1 - \frac{G_{\text{и}} c'_{\text{п}}}{G_{\text{хл}} r} \eta_0 (T_{\text{ил}} - T_0) + \frac{c''_{\text{п}}}{r} \Delta T_{\text{пер}}, \quad (5)$$

$$G_{\text{хл}} = \lambda_{\text{км}} V_{\text{т}} / v_1, \quad (6)$$

где $G_{\text{хл}}$ – массовый расход хладагента в цикле, кг/с; $G_{\text{и}}$ – массовый расход воздуха через испаритель, кг/с; η_0 – коэффициент эффективности охлаждения испарителя; i_1 – энтальпия пара хладагента на входе в компрессор; $i_{\text{ВЫХ}}^{\text{исп}}$ – энтальпия пара на выходе из испарителя; r – скрытая теплота парообразования; $x_{\text{вх}}$ – массовое паросодержание на входе в испаритель; $c'_{\text{п}}$ и $c''_{\text{п}}$ – теплоемкость жидкости и насыщенного пара хладагента; $\lambda_{\text{км}}$ – коэффициент подачи компрессора; v_1 – удельный объем пара на всасывании в компрессор; $\Delta T_{\text{пер}}$ – величина перегрева в испарителе; $k_{\text{и}} F_{\text{и}}$ – интенсивность теплопередачи в испарителе; ξ – коэффициент влаговываждения [3].

Коэффициент подачи компрессора $\lambda_{\text{км}}$ [9]

$$\lambda = 1 - 0,05 \left[\pi^{0,869} - 1 \right], \quad (7)$$

где π – степень сжатия в компрессоре.

Тепловая нагрузка конденсатора находится из уравнений

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{хл}} (i_{\text{ВХ}}^{\text{кон}} - i_{\text{ВЫХ}}^{\text{кон}}), \quad (8)$$

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} (T_{\text{к2}} - T_{\text{к1}}), \quad (9)$$

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} c_{\text{к}} \eta_{\text{к}} (T_{\text{к}} - T_{\text{сл}}), \quad (10)$$

$$\eta_{\text{к}} = 1 - e^{-\frac{k_{\text{к}} F_{\text{к}}}{G_{\text{к}} c_{\text{к}}}}, \quad (11)$$

где $G_{\text{к}}$ – массовый расход воздуха через конденсатор; $\eta_{\text{к}}$ – коэффициент эффективности охлаждения для конденсатора; $c_{\text{к}}$ – теплоемкость воздуха, охлаждающего конденсатор; $k_{\text{к}} F_{\text{к}}$ – интенсивность теплопередачи в конденсаторе.

Для расчета коэффициентов теплопередачи испарителя $k_{\text{и}}$ и конденсатора $k_{\text{к}}$ используются известные соотношения [3]

$$k_{\text{и}} = \frac{\alpha_{\text{и}} \xi E_{\text{и}} \alpha_{\text{и}}}{\alpha_{\text{и}} E_{\text{и}} \beta_{\text{и}} \xi + \alpha_{\text{и}}}, \quad (12)$$

$$k_k = \frac{\alpha_b E_k \alpha_k}{\alpha_b E_k \beta_k + \alpha_k}, \quad (13)$$

где β_n, β_k – коэффициенты оребрения испарителя и конденсатора; α_n – коэффициент теплоотдачи со стороны наружного воздуха к поверхности испарителя; α_b – коэффициент теплоотдачи со стороны внутреннего воздуха к поверхности конденсатора; E_n, E_k – коэффициенты эффективности ребристой поверхности испарителя и конденсатора; α_n – коэффициент теплоотдачи при кипении фреона; α_k – коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона. Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации хладагента определяются по уравнениям, приведенным в работах [10, 11].

Температуру наружной поверхности $T_{пов}$ испарителя, которая необходима для расчета ξ , находим из выражения

$$T_{пов} = T_n + Q_n \left(\frac{1}{F_{вн} \alpha_n} + \frac{1 - E_n}{F_n \alpha_n \xi E_n} \right), \quad (14)$$

где $F_{вн}$ – внутренняя поверхность испарителя, м².

Температуры конденсации и испарения во втором и последующих приближениях определяются в результате решения уравнений (1)–(7) и (8)–(14) с помощью метода Ньютона

$$T_0 = T_{н1} - \frac{Q_0}{G_n c_n \xi \eta_0}, \quad (15)$$

$$T_k = T_{к1} + \frac{Q_k}{G_k c_k \eta_k}. \quad (16)$$

Температуры воздуха на выходе из конденсатора $T_{к2}$ и испарителя $T_{н2}$ находим по уравнениям

$$T_{к2} = T_k - (T_k - T_{к1}) \eta_k, \quad (17)$$

$$T_{н2} = T_{н1} - \frac{Q_0}{G_n c_n}. \quad (18)$$

Температура переохлаждения конденсата хладагента $T_{по}$

$$T_{по} = T_k - \frac{G_{хл} c'_p}{G_k c_k} \eta_k (T_2 - T_{к1}) + \frac{c'_p}{r}. \quad (19)$$

Температура пара в конце процесса сжатия в компрессоре T_2

$$T_2 = T_1 \left[\frac{1}{\eta_{is}} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right], \quad (20)$$

где $T_1 = T_0 + \Delta T_{пер}$; η_{is} – изоэнтропный КПД компрессора; k – коэффициент адиабаты хладагента.

Изоэнтропный КПД поршневого компрессора η_{is} находим из уравнений [12] при $\pi \leq 4$

$$\eta_{is} = -0,0025153\pi^4 + 0,0387299\pi^3 - 0,2279675\pi^2 + 0,5772372\pi + 0,2758929, \quad (21)$$

при $\pi > 4$

$$\eta_{is} = -0,03\pi + 0,892. \quad (22)$$

Потребляемая мощность компрессора

$$N_{\text{км}} = \frac{\lambda_{\text{км}} V_{\text{т}} l}{v_1 \eta_{\text{ис}}}, \quad (23)$$

где l – работа сжатия цикла.

При условии изохэнтальпийного характера процесса в дроссельном вентиле ТН расход хладагента через дроссель и испаритель во втором и последующих приближениях определяется по формуле [13]

$$G_{\text{хл}} = \varpi f \sqrt{2\rho_{\text{вх}}(P_{\text{к}} - P_0)}, \quad (24)$$

где f – проходное сечение дросселя, м^2 ; ϖ – коэффициент истечения; $\rho_{\text{вх}}$ – плотность жидкости перед регулирующим вентилем; $P_{\text{к}}$ и P_0 – давление конденсации и испарения.

Значения давления всасывания $P_{\text{вс}}$ и нагнетания $P_{\text{наг}}$ в компрессоре определяются с учетом потерь давления во всасывающем $\Delta P_{\text{вс}}$ и нагнетательном трубопроводах $\Delta P_{\text{наг}}$ и клапанах компрессора. Величины $\Delta P_{\text{вс}}$ и $\Delta P_{\text{наг}}$ определяются по рекомендациям работы [14].

$$P_{\text{вс}} = P_0 - \Delta P_{\text{вс}}, \quad (25)$$

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{наг}}. \quad (26)$$

Для расчета потерь давления при внутритрубном кипении используются уравнение Мартинелли [14, 15]. Для расчета потерь давления при внутритрубной конденсации использовалось уравнение работы [16]. Потери давления для однофазного потока рассчитывались по уравнению Блаузиуса [14].

Коэффициент преобразования энергии

$$\mu = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{км}}}. \quad (27)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{км}}}. \quad (28)$$

На рис. 1 и 2 представлены результаты расчета режимных параметров ТН при замене в нем хладагента R22 на R410A. Объемная подача компрессора ТН $V_{\text{т}} = 2,3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Конструктивные характеристики гидравлического контура следующие: длина всасывающей линии $L_{\text{вс}} = 3,0 \text{ м}$, диаметр $d_{\text{вс}} = 0,009 \text{ м}$; длина нагнетательной линии $L_{\text{наг}} = 4,57 \text{ м}$, диаметр $d_{\text{наг}} = 0,009 \text{ м}$; длина жидкостной линии $L_{\text{жл}} = 6,84 \text{ м}$; $d_{\text{жл}} = 0,008 \text{ м}$; длина трубы в одном ходе испарителя $L_{\text{исп}} = 4,0 \text{ м}$, число ходов $n = 4$, диаметр $d_{\text{исп}} = 0,009 \text{ м}$; длина трубы в одном ходе конденсатора $L_{\text{конд}} = 10,0 \text{ м}$, число ходов $n = 2$, диаметр $d_{\text{кон}} = 0,01 \text{ м}$.

Анализ полученных зависимостей показал, что для данного гидравлического контура ТН переход к хладагенту R410A в целом приводит к незначительному снижению энергетической эффективности, несмотря на то, что для R410A $Q_{\text{к}}$ на 20 % выше, чем для R22. По сравнению с R22 на 30 % возрастает давление конденсации и испарения, а температуры $T_{\text{к}}$ и T_0 снижаются в среднем на $1,5 \div 3 \text{ }^\circ\text{C}$. Такое использование данной смеси требует уменьшения геометрических характеристик компрессора. Поэтому простая замена R22 на R410A в действующих установках может быть не эффективна. Для данного хладагента необходимо разрабатывать и создавать всю систему заново.

При реверсировании холодильного цикла кондиционера происходит изменение гидравлического режима работы трубопроводов, а также изменение гидравлического и теплового режима работы испарителя и конденсатора. Поскольку сам гидравлический контур циркуляции хладагента спроектирован для режима охлаждения, то при переходе в режим нагрева существует опасность того, что линия всасывания будет иметь недостаточный диаметр, а соответственно и повышенные потери давления. В линии нагнетания, наоборот, снизится скорость движения пара, а потери давления уменьшатся. Перестройка теплового и гидравлического режимов работы произойдет в испарителе и конденсаторе. В связи с этим нами рассмотрена задача прогнозирования потерь давления ΔP в заданном гидравлическом контуре при реверсировании цикла.

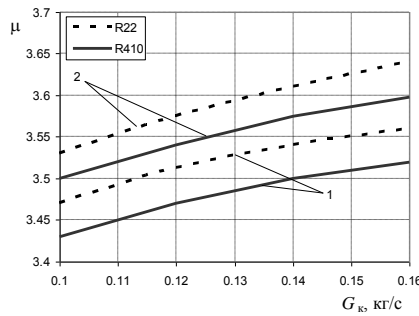


Рисунок 1– Зависимость μ от расхода воздуха через конденсатор G_k при фиксированных $G_{н1} = 0,23$ кг/с, $\varphi = 88$ %, $T_{н1} = 7$ °C
1 – $T_{к1} = 20$ °C; 2 – $T_{к1} = 15$ °C

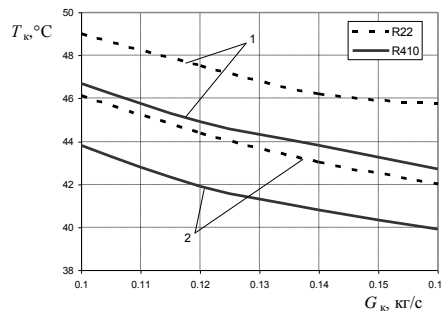


Рисунок 2– Зависимость температуры конденсации хладагента от расхода воздуха через конденсатор G_k при фиксированных $G_{н1} = 0,23$ кг/с, $\varphi = 88$ %, $T_{н1} = 7$ °C
1 – $T_{к1} = 20$ °C; 2 – $T_{к1} = 15$ °C

Нижче в табл. 1 представлені результати розрахунку втрат тиску в холодильному контурі автономного кондиціонера при реверсированні циклу. В якості альтернативного робочого речовини розглядався хладагент 134а.

Таблиця 1 – Розрахункові характеристики гідравлічного контуру кондиціонера при реверсированні холодильного циклу

Величина	Режим охолодження	Режим нагріву
T_0 , °C	7,43	-3,51
T_k , °C	51,42	40,4
$\Delta P_{вс}$, кПа	9,94	8,81
$\Delta P_{наг}$, кПа	14,91	5,87
$\Delta P_{жд}$, кПа	1,19	0,17
$\Delta P_{исп}$, кПа	33,74	25,62
$\Delta P_{конд}$, кПа	18,38	14,54
Q_0 , кВт	2,2	1,46
Q_k , кВт	3,0	2,0
$N_{км}$, кВт	0,809	0,532
ε	2,73	2,74
μ	3,73	3,74

Выводы

Описана методика реалізована в вигляді пакета прикладних програм для декількох робочих тел. Сопоставление результатів численного моделювання з даними випробувань кондиціонерів підтвердило работоспособність методики. Максимальне розсоголасованіє між розрахунковими і експериментальними значеннями по таким параметрам як T_0 , T_k , Q_0 , Q_k , μ не перевищує 7,5 %, що можна признати удовлетворительним для инженерних розрахунків. Несмотря на то, что методика разработана применительно к определенному типу ТН основные принципы, положенные в ее основу, а также последовательность расче-

та, с небольшими дополнениями могут быть использованы и для других схемных решений ТН.

Литература

1. Доманский П.А. Статус КВО с заменой R22. Известия Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий. – 2008. – №1. – С. 28–36.
2. Волгин Г.И. Расчет бытового кондиционера с тепловым насосом/ Г.И. Волгин, П.Г. Семенов // Холодильная техника. – 1984. – №4. – С. 22–24.
3. Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами – М.: Госторгиздат. –1962. – 103 с.
4. Керимов Н.А. Математическая модель теплового насоса, разработанного на базе кондиционера БК-1500 и алгоритм ее реализации на ЭВМ/ Н.А. Керимов, Г.М. Кулиев, О.М. Эйбатов / Специальное проектно-конструкторское и технологическое бюро бытовых кондиционеров. – Баку. – 1989. – 11с. – Рус. Деп. в Информэлектро 25.10.89 г., № 217 – эт 89.
5. Dubiri A.E. A steady state computer simulation model for air- to – air heat pumps//ASHRAE Transactions. – 1982. – №88. – part 2. – P. 973–987.
6. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Учебное пособие / В.А. Ананьев, Л.Н. Балуева, А.Д. Гальперин, А.К. Городов, М.Ю. Еремин, С.М. Звягинцева, В.П. Мурашко, И.В. Седых. – М.: Евроклимат, «Арина», 2000.– 416с.
7. Братута Э.Г. Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность / Э.Г. Братута, В.Г. Шерстюк, Д.Х. Харлампыди // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2007. – №1. – С. 16–23.
8. Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха/ В. Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: Стройиздат. – 1983. – 320 с.
9. Кошкин Н.Н. Холодильные машины / Н.Н. Кошкин, И.А. Сақун, Е.М. Бамбушек и др. Под общ. ред. И. А. Сақуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
10. Yan Y.-Y. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe/Y.-Y. Yan, T.-F. Lin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998.– Vol. 41. – P. 4183–4194.
11. Yan Y.-Y. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe /Y.-Y. Yan, T.-F. Lin // International Journal of Heat and Mass Transfer. –1999. –Vol. 42. – P. 697–708.
12. Ciconkov R. Work characteristics of reciprocating compressor for refrigeration system developed with computer simulation /R. Ciconcov V. Ciconcov// International Congress of Refrigeration, Beijing. 2007. – P. 1–9.
13. Чернявский С.А. Разработка и исследование регулируемого дроссельного устройства. Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.04.03/ДГТУ. – Махачкала, 2006. – 16 с.
14. Kim Y.J. Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis/ Y. J. Kim, I. S. Park // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. – 2000. – Vol. 6 (6). – P. 385–394.
15. Kim Y.J. Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems/ Y.J. Kim, I.S. Park, B. Youn, S.H. Kil, B.H. Song, H.H. Kim // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. – 2004. – Vol. 10 (2). – P. 220–233.
16. Smith S. J., Shao L. Riffat S. B., Pressure drop of HFC refrigerants inside evaporator and condenser coils as determined by CFD/ S. J. Smith, L. Shao, S. B. Riffat // Applied Energy. – Vol. 70 (2). – 2001. – P. 169–178.

УДК 621.564; 621.577

Харлампыди Д.Х., Братута Е.Г., Шерстюк О.В.

РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК РЕВЕРСИВНОГО КОНДИЦІОНЕРА-ТЕПЛООВОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЙОГО НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ

Розроблено методику розрахунку кондиціонера-теплового насоса, що дозволяє визначити його теплові та гідравлічні характеристики при заміні холодоагенту, а також при реверсуванні циклу.

Kharlampidi D.Kh, Bratuta E.G, Sherstyuk A.V.

THE CALCULATION OF REVERSE CYCLE “AIR-TO-AIR” HEAT PUMP CHARACTERISTICS FOR RETROFITTING OF REFRIGERANTS

The method of calculating the air-to-air heat pump to determine its thermal and hydraulic characteristics for retrofitting of refrigerant, as well as for reversing of cycle has been considered.