

ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТОРА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Постановка задачи

В современных конструкциях ХУ и ряда ТНУ осуществляется перегрев паров хладагента перед сжатием в компрессоре. Применение в схеме ХУ или ТНУ регенеративного теплообменника продиктовано двумя факторами. Первый фактор – это обеспечение сухого хода компрессора и возврата масла из испарителя. Второй – при использовании некоторых хладагентов имеет место повышение энергетической эффективности ХУ и ТНУ. Известно [1], что охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем за счет перегрева пара приводит к снижению потерь от необратимости в процессе дросселирования. Кроме того, величина перегрева оказывает непосредственное влияние на коэффициент подачи λ , являющийся показателем конструктивного совершенства компрессора. С увеличением перегрева растет λ , при этом с понижением T_0 его рост более значительный [2].

На результативность перегрева оказывают влияние теплофизические свойства хладагента, уровень температурных границ цикла, гидравлические сопротивления по тракту регенеративного теплообменника, а также его эффективность. Известно [3], что с ростом перегрева пара в регенеративном теплообменнике РТ снижается плотность пара на всасывании в компрессор, при этом уменьшается массовый расход хладагента, возрастают потери давления пара в РТ, что при заданном компрессоре приводит к увеличению удельной работы сжатия из-за снижения давления на всасе. Таким образом, принятие решения об эффективности применения регенерации требует анализа большого числа факторов. Если влияние перегрева на коэффициент подачи можно оценить только по результатам натурального эксперимента, то для оценки влияния перегрева на холодильный коэффициент целесообразно использовать многовариантный расчет параметров термодинамического цикла.

В настоящей работе проведено численное исследование термодинамических режимов работы ХУ содержащей РТ с целью получения обобщенных зависимостей для анализа холодильного коэффициента регенеративного цикла от основных определяющих факторов.

Основное содержание

На рис. 1–3 приведены зависимости для величины $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$, представляющей отношение холодильного коэффициента цикла с РТ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла от эффективности РТ $\eta_{рт}$. Зависимости получены для различных температурных границ цикла при постоянных значениях величины перегрева в испарителе $\Delta T_{пер} = 5^\circ\text{C}$, величины переохлаждения в конденсаторе $\Delta T_{по} = 2^\circ\text{C}$, величина потерь давления во всасывающей линии $\Delta P_{вс}$ эквивалентна заданному снижению температуры испарения на $0,5^\circ\text{C}$.

Эффективность РТ оценивается по соотношению [4, 5]

$$\eta_{рт} = \frac{T_{вх}^{пар} - T_{вк}^{пар}}{T_{ж} - T_{вк}^{пар}} \cdot 100\%$$

где $T_{\text{вх}}^{\text{пар}}$, $T_{\text{вых}}^{\text{пар}}$ – температура пара на входе и выходе из РТ;
 $T_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ – температура жидкости на входе в РТ.

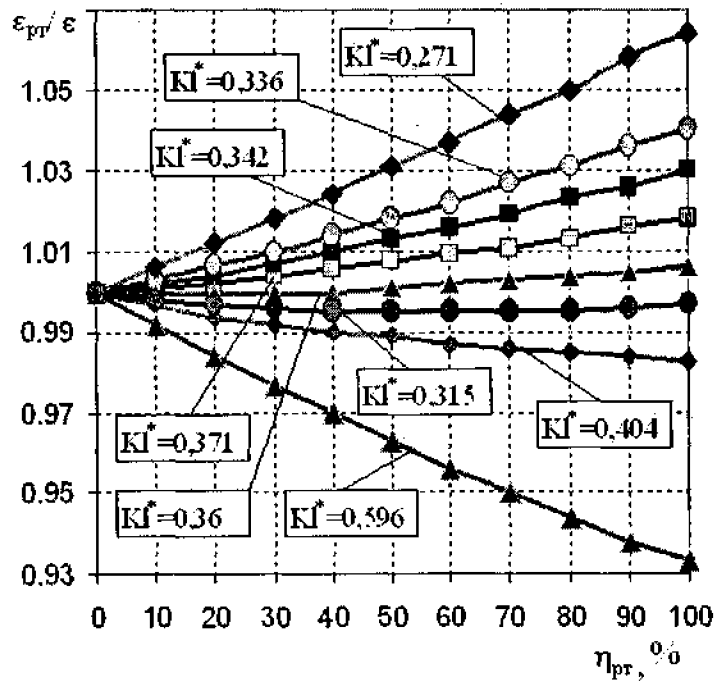


Рис. 1. Зависимость показателя ϵ_{PT}/ϵ от эффективности РТ η_{PT} для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = -10^\circ\text{C}$; $T_k = 35^\circ\text{C}$

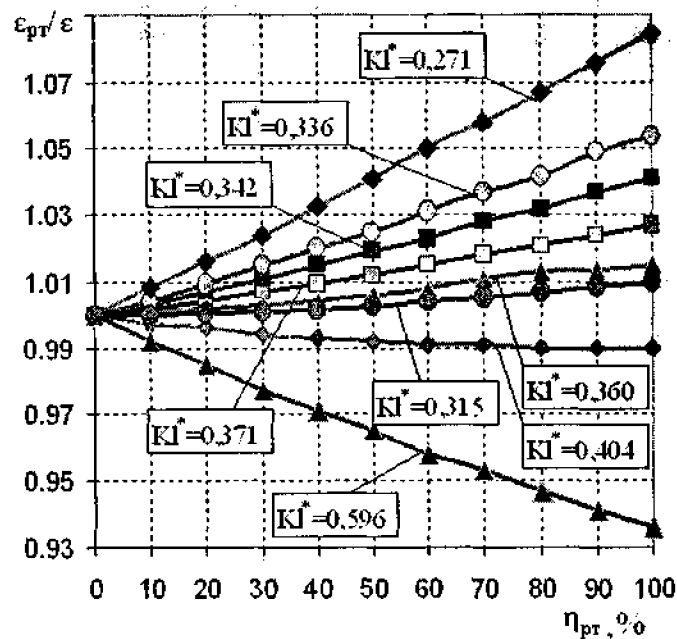


Рис. 2. Зависимость показателя ϵ_{PT}/ϵ от эффективности РТ η_{PT} для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $T_k = 45^\circ\text{C}$

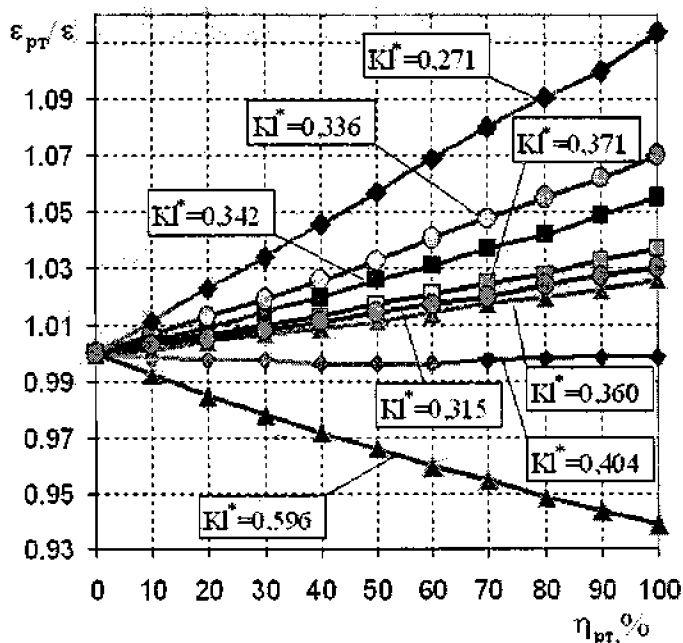


Рис. 3. Зависимость показателя $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от эффективности РТ $\eta_{рт}$ для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; $T_k = 55^\circ\text{C}$

Как видно из рис. 1–3 при снижении KI^* величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$, характеризующая результативность перегрева, возрастает. Для хладагентов с малыми значениями KI^* при сохранении постоянной разности между температурой испарения и конденсации в цикле ($T_k - T_0 = 45^\circ\text{C}$) и одновременном увеличении T_0 и T_k величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$ возрастает. В целом характер изменения $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от KI^* при постоянном значении $\eta_{рт}$ носит монотонный характер. Исключение составляет хладагент R410A ($KI^* = 0,315$), являющийся неazeотропной смесью.

Для детального анализа влияния теплофизических свойств на эффективность применения регенерации на рис. 4–6 приведены расчетные диаграммы относительной величины изменения холодильного коэффициента цикла с РТ $\Delta\epsilon$ от KI^* . Зависимости получены при постоянной величине $\eta_{рт} = 50\%$ и различных температурных границах цикла. Как видно из рис. 4–6 при увеличении температур испарения и конденсации имеет место неодинаковый характер изменения $\Delta\epsilon$ для хладагента R410A ($KI^* = 0,315$). Для этого хладагента по всей вероятности определяющее значение на эффективность регенерации оказывает критерий $L = c_p''/c_p$, характеризующий относительный наклон пограничных кривых, который при обобщении результатов не учитывался.

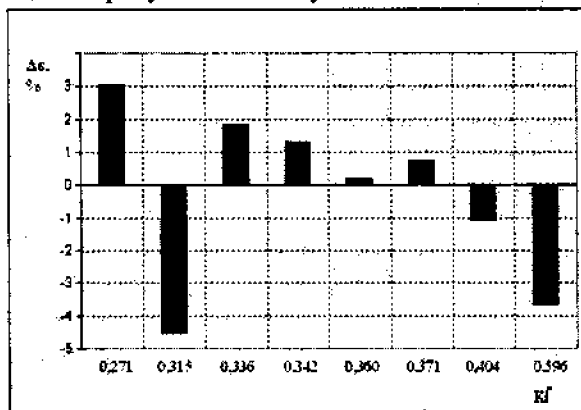
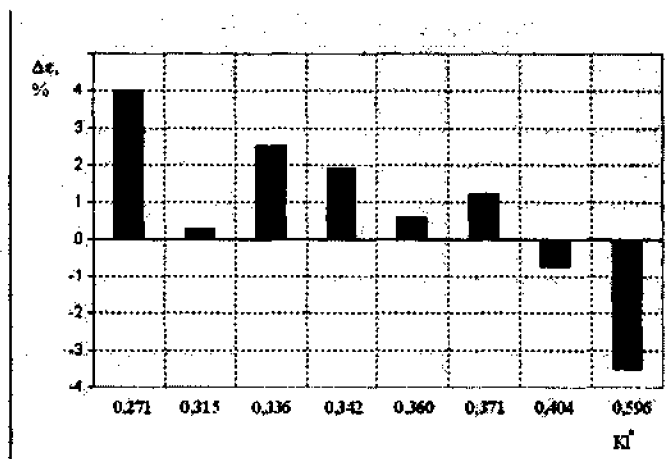
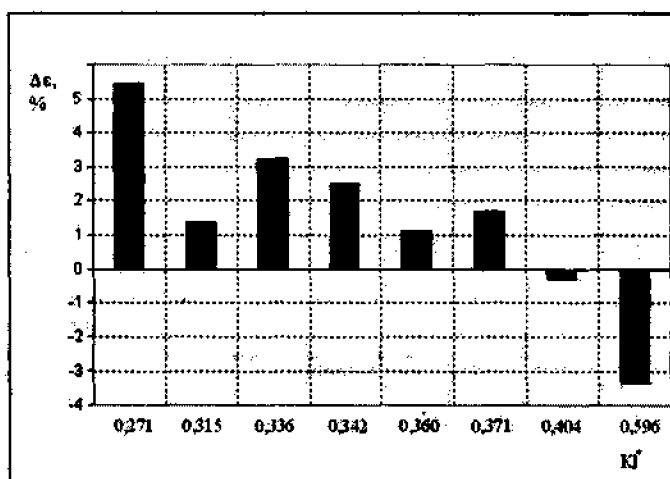


Рис. 4 Зависимость $\Delta\epsilon$ от KI^* при $T_0 = -10^\circ\text{C}$; $T_k = 35^\circ\text{C}$

Рис. 5 Зависимость $\Delta \epsilon$ от $K1^*$ при $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $T_k = 45^\circ\text{C}$ Рис. 6 Зависимость $\Delta \epsilon$ от $K1^*$ при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; $T_k = 55^\circ\text{C}$

Выводы

1. По результатам численных исследований не установлено существование оптимальной величины перегрева, соответствующей максимальному значению коэффициента преобразования ТНУ.

2. Максимальные значения μ_{max} , полученные в работе [6] при варьировании величины перегрева пара, а также температуры испарения при сохранении постоянными температурных границ цикла, в данном случае, следует объяснить приближением температуры конденсации к критической температуре, а это, как известно, приводит к уменьшению теплоты парообразования и снижению эффективности.

Список литературы

1. Быков А. В. Холодильные машины и тепловые насосы / А. Б. Быков, И. М. Калнинь, А. С. Крузе. – М.: Агропромиздат. – 1988. – 287 с.
2. Везиришвили О. Ш. Характеристики парокомпрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок // Холодильная техника. – 1984. – №8. – С.79.
3. Калнинь И. М. Энергетическая эффективность одноступенчатой компрессорной системы / И. М. Калнинь, А. А. Лебедев, С. Л. Серова // Прогрессивные методы исследования и проектирования холодильного и компрессорного оборудования. Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш. – 1988. – С. 3–8.

4. Domanski P. A. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle/ P.A. Domanski, D.A. Didion//International Journal of Refrigeration. – 1994. – Vol. 17. – № 7. – P. 487–493.

5. Klein S. A. Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers/ S.A. Klein, D. T. Reindal, K. Brownell//International Journal of Refrigeration. – 2000. – Vol. 23. – № 8. – P. 588–596.

6. Чайченец Н. С. Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок//Холодильная техника. – 1987. – № 7. – С. 15–20.

THE INFLUENCE OF REGENERATORS ON ENERGY CHARACTERISTICS OF REFRIGERATORS AND HEAT PUMPS

E.G. BRATUTA, D. KH. KHARLAMPIDI, A.V. SHERSTYUK

National technical university "Kharkov politechnical institute"

The A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine

A generalized performances for complex estimate of the influence of thermal physics properties of working fluids on the energy effectiveness of refrigeration plants and heat pump installations have been found. The calculation investigation of the influence of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle on the energy effectiveness of refrigeration plant and in the wide range of change of the evaporation and condenser temperatures for different refrigerants have been taken into account.

Поступила в редакцию 14.10.09

ЭНЕРГЕТИКИ ПРИЗЫВАЮТ К РЕВОЛЮЦИИ

Д. Закиянов, журналист

Международное энергетическое агентство ИЕА предупреждает о ряде не самых приятных последствий чрезмерного потребления энергоресурсов.

Как сказано в отчете ИЕА, в 2009 г. впервые со времен Второй мировой войны будет отмечено падение мирового потребления нефти примерно на 2,2 % и электроэнергии – на 1,6 %, а объем выбросов CO₂ сократится на 3 %. Однако уже с 2010 г. экономика начнет выходить из кризиса.

К 2030 г. мировое потребление электроэнергии поднимется на 77 %, а выбросы CO₂ вырастут, преимущественно из-за введения новых угольных электростанций, с 28,8 млрд т в 2007 г. до 34,5 млрд т в 2020 г. и до 40,2 млрд т в 2030 г. Если страны не введут новые жесткие ограничения на выбросы CO₂, ископаемое топливо так и останется доминирующим источником энергии, с долей 77 % в общемировом объеме производства.

До 2012 г. действует Киотский протокол, обязывающий развитые государства и страны с переходной экономикой сократить или стабилизировать выбросы парниковых газов в 2008–2012 годах по сравнению с 1990 г. на 5,2 %.

По подсчетам ИЕА, чтобы удержать уровень концентрации парниковых газов в атмосфере в пределах 450 объемных частей на миллион (сейчас эта величина приближается к 385) и не допустить катастрофических изменений климата, мировому сообществу нужно до 2030 г. выделить \$10,5 трлн на сокращение выбросов в производстве электроэнергии и \$6,2 трлн – в транспортном секторе. Впрочем, многие страны предпочитают направлять деньги на борьбу с кризисом и другими внутригосударственными проблемами, считая, что вклад в сокращение выбросов CO₂ не так важен.

"Экономические известия", 11.11.09

Огляд Української преси з проблем паливно-енергетичного комплексу № 378, листопад 2009 г.