

УДК 621.577

Харлампици Д.Х.

ВЫБОР ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ ОЦЕНКИ КРИТЕРИЯ СЛОЖНОСТИ

Одним из наиболее сложных вопросов возникающих при проектировании специализированных теплонасосных установок (ТНУ), является обоснованный выбор термодинамического цикла, обеспечивающего при заданных внешних условиях наивысшее значение коэффициента преобразования.

Традиционный подход к выбору цикла основан на использовании методов термодинамического анализа [1,2].

Так, согласно данным работы [1] вид цикла в основном зависит от соотношения относительных теплоемкостей насыщенной жидкости $\bar{c}'_x = c'_x/r_0$ и перегретого пара $\bar{c}_p = c_p/r_0$. При малых значениях \bar{c}_p по сравнению с \bar{c}'_x целесообразно использовать циклы с промежуточным охлаждением сжимаемого пара жидким хладагентом, а также регенеративные циклы. При больших значениях \bar{c}'_x повышается эффективность циклов с многократным дросселированием хладагента.

Между тем, использование только методов термодинамического анализа для выбора цикла явно недостаточно. Поскольку эффективная в термодинамическом отношении ТНУ может полностью уступать в технико-технологических и экономических показателях.

Разнообразие термодинамических циклов ТНУ вызывает большое разнообразие технологических схем, различающихся между собой числом и составом теплообменного и компрессорного оборудования. Только для одних двухступенчатых циклов можно предложить не менее 10 различных по своей структуре технологических схем.

Неформализованный (интуитивный) выбор технологической схемы может привести к необоснованному увеличению капитальных затрат на создание установки. В связи с этим, возникает задача выбора рациональной технологической схемы ТНУ, которая обеспечивала бы высокую эффективность преобразования теплоты в заданном температурном диапазоне.

Для решения данной задачи целесообразно воспользоваться понятиями и определениями системного анализа, а именно понятием сложность технической системы [3].

В настоящее время существует множество самых разнообразных подходов к оценке сложности технических систем. Рассмотрим некоторые из них, которые могут быть использованы при анализе схем ТНУ.

В работе [3] предлагается рассчитывать степень сложности системы как отношение между произведением числа элементов в системе x_1 ; числа связей между ними x_2 ; числа материалов, используемых при изготовлении x_3 ; суммарного числа входов и выходов потоков рабочего вещества x_4 ; числа используемых физических эффектов x_5 и произведением точности изготовления x_6 и функционирования x_7 .

$$S = \left(\frac{x_1 x_2 x_3 x_4 x_5}{x_6 x_7} \right)^{0,5} \quad (1)$$

Наличие в формуле (1) величины x_7 значительно затрудняет расчет по ней, поскольку количественная оценка точности функционирования возможна только на основе анализа термодинамического состояния реальной системы.

Известен также подход к оценке сложности, основанный на определении числа системных уровней [4]. Чем больше уровней, тем сложнее система. Однако, такой критерий весьма условен и не объективен, поскольку самым низким уровнем должен обладать самый простой элемент системы, выбор которого субъективен. Поэтому, используя данный подход можно оценить не столько сложность системы, сколько ее детальность.

Сложность можно характеризовать числом состояний, в которых может находиться система [5].

$$N = m^{n(n-1)}, \quad (2)$$

где n – число элементов; m – число состояний каждой связи элемента.

При $N \leq 10^3$ система является простой, при $10^3 \leq N \leq 10^6$ – сложной, при $N \geq 10^6$ – очень сложной.

Для нахождения величины m_i i -го элемента, необходимо знать число параметров состояния потока рабочего вещества для каждой из составляющих его фаз. Это существенно усложняет задачу определения N .

В работе [6] Е.И. Таубман предложил в качестве критерия сложности использовать параметр S , учитывающий суммарное число взаимодействий теплотехнической системы с окружающей средой p (в данном случае: отвод теплоты с конденсатора, подвод низкопотенциального тепла к испарителю, подвод мощности на компрессию пара), суммарное число технологических связей между элементами системы m и суммарную сложность всех элементов S'_i .

$$S = S'_i (2m + p). \quad (3)$$

Если предположить, что повышение эффективности теплотехнического оборудования возможно только за счет усложнения его структуры, то применительно к анализу теплообменных аппаратов ТНУ показателем сложности конструкции S'_i в формуле (1) может служить масса функционально значимых элементов теплообменника m_T отнесенная к коэффициенту теплопередачи k_T

$$S'_i = \frac{m_\delta}{k_\delta F_\delta}, \quad (4)$$

где F_T – площадь теплопередающей поверхности аппарата, m^2 .

Для оценки сложности конструкции компрессора S'_i может быть использована величина удельной материалоемкости.

$$S'_{\hat{e}i} = \frac{m_{\hat{e}i}}{V_{\hat{e}i}}, \quad (5)$$

где $m_{\text{км}}$ – «чистый» вес компрессора, кг; $V_{\text{км}}$ – объемная производительность, м³/ч.

Очевидно, что формулы (4) и (5) дают только приблизительную сравнительную оценку сложности элементов ТНУ, поскольку не учитывают многих факторов, таких как число и разнообразие материалов и. т. д.

Эффективность внесенных в цикл усложнений определяется коэффициентом ψ

$$\psi = \frac{\mu_{\hat{a}}}{\mu_0}, \quad (6)$$

где $\mu_{\hat{a}}$ – действительный коэффициент преобразования цикла ТНУ.

$\mu_0 = \dot{Q}_{\hat{e}} / (\dot{Q}_{\hat{e}} - \dot{Q}_0)$ – коэффициент преобразования исходного идеального цикла Карно, осуществляемого в диапазоне температур кипения T_0 и конденсации $T_{\text{к}}$ хладагента.

На рис. 1 и 2. приведены одноступенчатые и двухступенчатые циклы, а также технологические схемы ТНУ для которых проводилась оценка сложности с использованием формулы (3).

Для определения термодинамических свойств хладагентов использовалась база данных “Cool-pack”, “Technical University of Denmark Department of Energy Engineering” [7]. Для расчета режимных параметров ТНУ была применена модифицированная методика [8]. Модификация включала дополнение блоков расчета двухступенчатых циклов.

При расчетах для всех рассматриваемых схем принимались фиксированные температурные границы цикла ($T_0 = -10$ °С; $T_{\text{к}} = 65$ °С). Степень регенерации для регенеративного цикла составляла $\varphi = 0,3$. Оптимальное промежуточное давление $P_{\text{пр}}$ в двухступенчатых циклах определялась из соотношения $P_{i\delta} = \sqrt{P_1 P_2}$. Сложность элементов ТНУ на данном этапе анализа не учитывалась (для всех схем $S_i = \text{const}$).

На рис. 3 представлены зависимости коэффициента ψ от параметра сложности цикла S для различных рабочих тел ТНУ.

Как видно из рис. 3, разумным пределом усложнения цикла, является значение параметра $S = 24$. Дальнейшее усложнение цикла фактически не сказывается на величине ψ . Поэтому для данных температурных границ цикла можно рекомендовать двухступенчатую схему с двумя конденсаторами.

Диапазон значений S от 15 до 20 характеризует область рационального усложнения цикла и схемы ТНУ, когда наблюдается скачкообразное увеличение величины ψ .

Следует отметить, что различия между одно- и двухступенчатыми схемами по значению ψ становятся менее существенными с уменьшением разности между температурой конденсации и кипения в цикле $\Delta T = T_{\text{к}} - T_0$. Так, при $\Delta T = 75$ °С изменение ψ составляет 7 %, а при $\Delta T = 45$ °С всего 1,4 %.

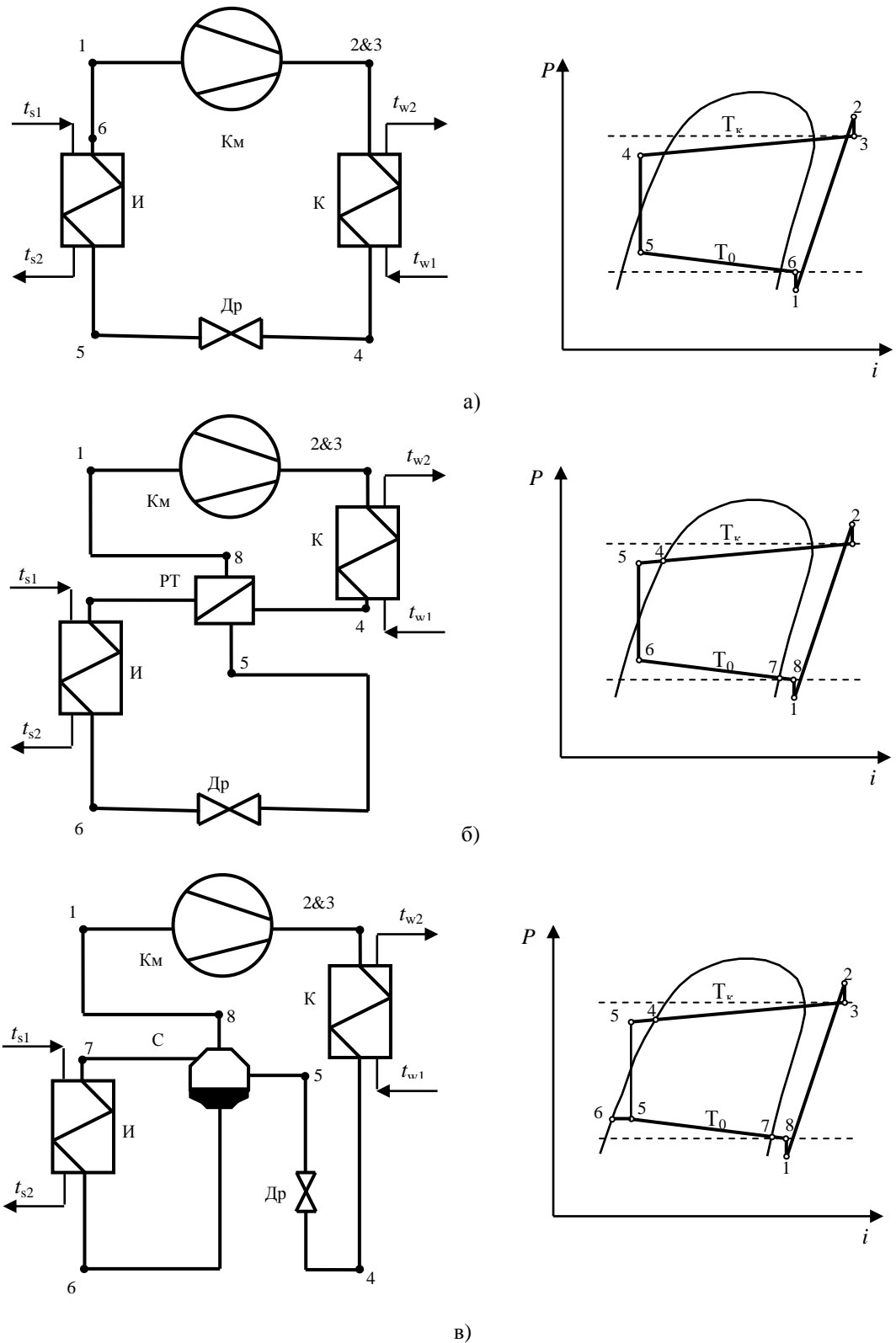


Рисунок 1 – Циклы и технологические схемы одноступенчатых ТНУ:
 а – простой цикл; б – регенеративный цикл; в – цикл с затопленным испарителем;
 И – испаритель; К – конденсатор; Км – компрессор; Др – дроссель; РТ – регенеративный теплообменник; С – сепаратор; $t_{s1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}$ – температуры теплоносителей на входе и выходе в испаритель и конденсатор

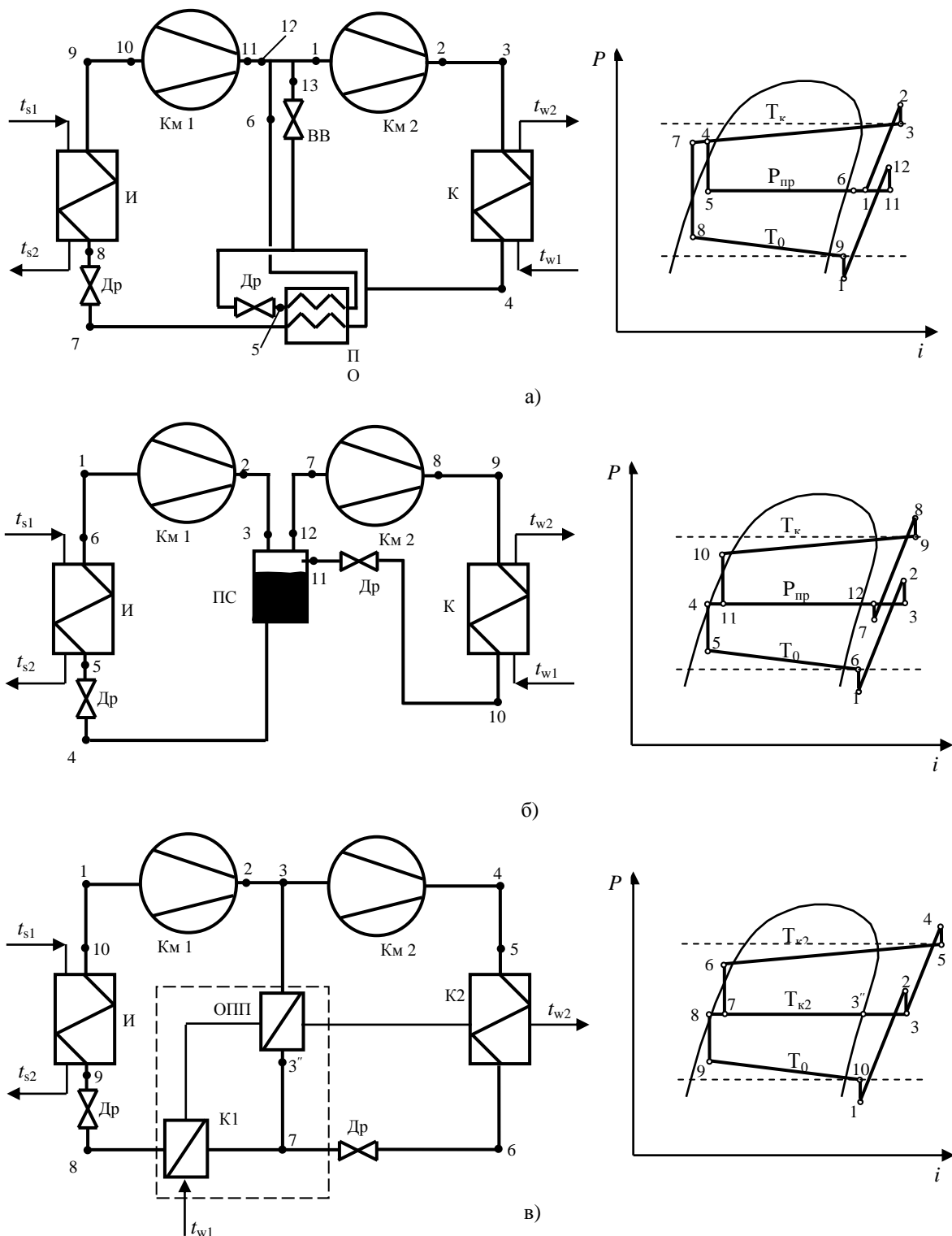


Рисунок 2 – Циклы и технологические схемы двухступенчатых ТНУ:

а – двухступенчатый цикл с переохладителем; б – двухступенчатый цикл с промежуточным сосудом; в – двухступенчатый цикл с двумя конденсаторами
 И – испаритель; К – конденсатор; Км – компрессор; Др – дроссель; ВВ – впрыскивающий вентиль, ПС – промежуточный сосуд; ОПП – охладитель перегретого пара; $t_{s1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}$ – температуры теплоносителей на входе и выходе в испаритель и конденсатор

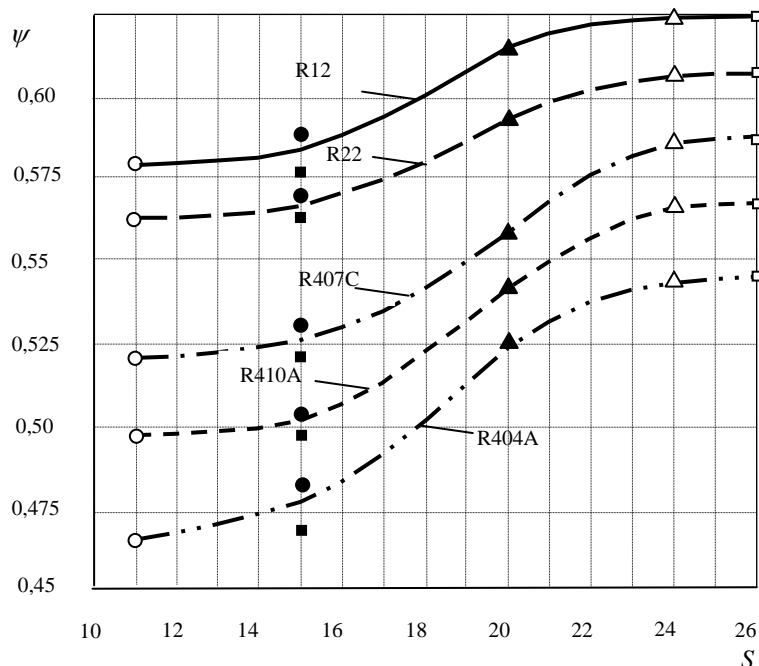


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента ψ от параметра S :

- - простой цикл; ● - регенеративный цикл;
- - цикл с затопленным испарителем;
- - двухступенчатый цикл с переохладителем;
- ▲ - двухступенчатый цикл с промежуточным сосудом;
- △ - двухступенчатый цикл с двумя конденсаторами

На рис. 4 и 5, в качестве примера, приведены расчетные зависимости параметров сложности компрессоров фирм “Bitzer” и “Copeland”, а также воздушных испарителей фирмы “Gunter”, полученные с использованием формул (4) и (5) для различных моделей холодопроизводительностью $Q_0 = 21$ кВт с хладагентом R134a в тех же температурных границах цикла ($T_0 = -10$ °C; $T_k = 65$ °C).

Как видно из рис. 4, снижение показателя $S'_{км}$ с повышением $V_{км}$ при неизменной холодопроизводительности $Q_0 = \text{const}$, является общей тенденцией для компрессоров “Bitzer” и “Copeland”, что обусловлено улучшением их потребительских качеств (компактность, удобство монтажа) за счет усложнения конструкции.

Анализ результатов расчета циклов позволил выявить ряд других важных зависимостей, связанных с изменением параметра сложности S .

Оценка влияния гидравлических сопротивлений ΔP по тракту обвязки оборудования ТНУ на коэффициент преобразования μ показала, что с повышением сложности цикла влияние ΔP уменьшается с усложнением технологической схемы. Увеличение суммарного гидравлического сопротивления по всему тракту ΔP с 0,1 до 0,4 МПа для простого одноступенчатого цикла ($S = 11$) с хладагентом R22 приводит к снижению μ на 6,3 %, в то время как для двухступенчатой схемы ($S = 20$) величина μ уменьшается на 3,8 %. Между тем, следует отметить неоднозначность влияния гидравлических сопротивлений ΔP в различных соединительных трубопроводах на величину μ . Наиболее

существенно на значении μ сказываются потери давления во всасывающей линии (до 8 % на каждые 0,05 МПа). Менее существенно влияние потерь в нагнетательной линии (до 1 % на каждые 0,05 МПа). Потери в жидкостной линии фактически не влияют на коэффициент преобразования μ .

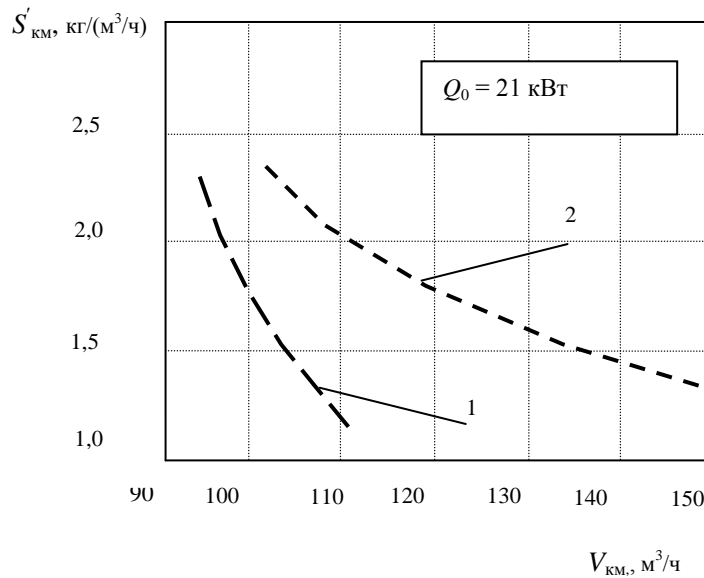


Рисунок 4 – Зависимость S'_{KM} от объемной производительности компрессора V_{KM} :
 1 – Полугерметичные и открытые поршневые компрессора “Bitzer”;
 2 – Сальниковые и полугерметичные компрессора “Copeland”

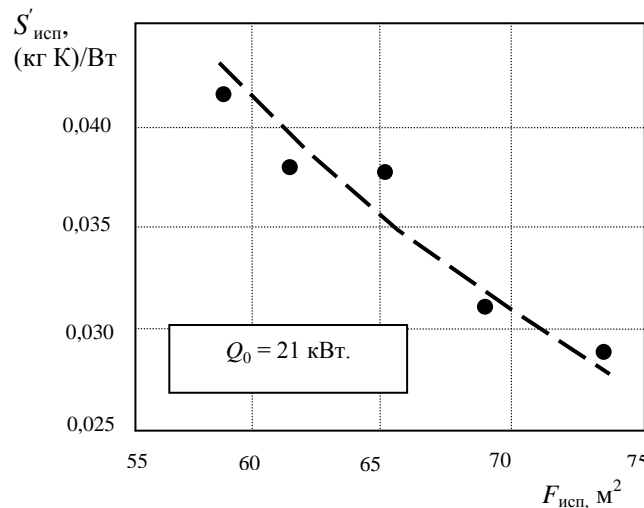


Рисунок 5 – Зависимость $S'_{исп}$ от величины теплопередающей поверхности $F_{исп}$ для воздушных испарителей фирмы “Gunter”

Одним из наиболее перспективных типов ТНУ, являются системы, работающие на основе закритического парокompрессионного цикла [9].

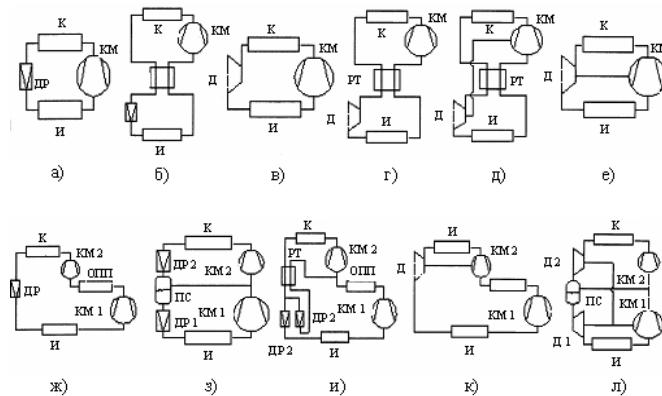


Рисунок 6 – Технологические схемы закритических ТНУ с R744:

И – испаритель; К – конденсатор; КМ – компрессор; ДР – дроссель; Д – детандер;
РТ –регенеративный теплообменник, ПС – промежуточный сосуд; ОПП – охладитель перегретого пара

Проведенные в работе [10] расчетные исследования коэффициента преобразования μ для закритического цикла обнаруживают наличие экстремума относительно P_2 и существование оптимального давления нагнетания в цикле $P_2^{опт}$, при котором μ имеет максимальное значение. В связи с этим, в данной работе представилось целесообразным определить влияние параметра S на изменение оптимального давления нагнетания в закритическом цикле с хладагентом R744. Рассматривались 11 наиболее типичных одноступенчатых и двухступенчатых технологических схем ТНУ (рис. 6).

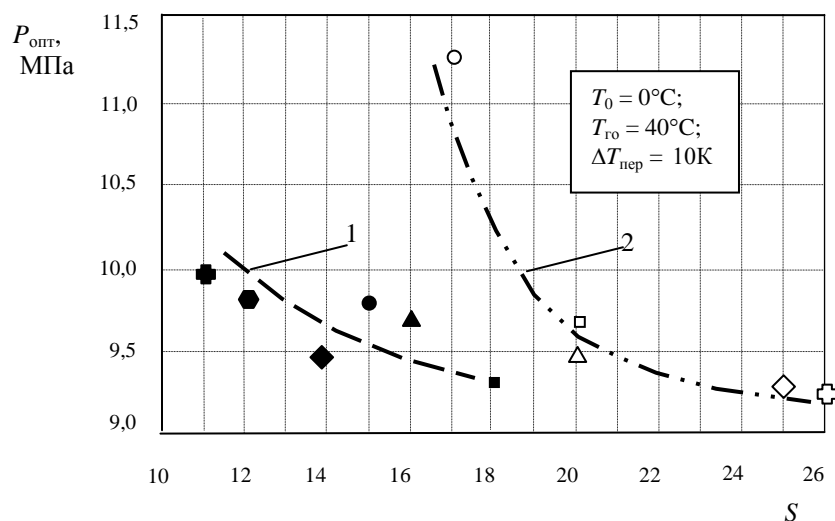


Рисунок 7 – Зависимость оптимального давления нагнетания в закритическом цикле ТНУ от критерия сложности S

- а (см.рис.6);
 - б;
 - в;
 - г;
 - д;
 - е;
- ж;
 - з;
 - и;
 - к;
 - л;
- 1 - одноступенчатые циклы;
 2 - двухступенчатые циклы.

Расчеты проводились при условии $S_i' = \text{const}$ для всех схем. При расчете циклов температура испарения принималась равной $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, температура на выходе из газоохладителя $T_{го} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, перегрев в испарителе $\Delta T_{пер} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Зависимость $P_{opt}=f(S)$ представлена на рис. 7, из которой видно, что для двухступенчатых закритических ТНУ даже незначительное усложнение технологической схемы может привести к существенному изменению в цикле величины P_{opt} .

Изложенный подход, позволяет на стадии проектирования или выбора готовой схемы найти рациональную границу степени усложнения схемного решения ТНУ.

Литература

1. Быков А.В. Холодильные машины и тепловые насосы/ А.Б. Быков, И.М. Калнинь. – М.: Агропромиздат. – 1988. –287 с.
2. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.:Энергия. –1972. –214с.
3. Половинкин А.И. Законы строения и развития техники.– Волгоград: ВолгПИ. –1985. –280с.
4. БСЭ. – 3-е изд. – М. –1988. – т.23.
5. Бусленко Н.П. Лекции по теории сложных систем/Н.П. Бусленко, В.В. Калашников, И.Н. Коваленко. –М.: Советское радио. –1973. –439 с
6. Таубман Е.И. Анализ и синтез теплотехнических систем. –М.: Энергоатомиздат. –1983. –176с.
7. Arne Jakobsen. Cool Pack – a collection of simulation tools for refrigeration. Tutorial version 1.46 / Arne Jakobsen, Bjarne Dindler Rasmussen, Morten Juel Skovrup, Simon

Engedal Andersen. – Department of Energy Engineering Technical University of Denmark. – 2001.

8. Харлампиди Д.Х. Расчетно-экспериментальное исследование специализированных теплонасосных установок. Автореферат диссертации кандидата техн. наук: 05.14.06 / ИПМаш НАНУ. – Харьков. – 2000. – 18 с.

9. Холодильные установки, кондиционеры и тепловые насосы XXI века. Углекислота как хладагент / И. Стромел, А.М. Бредсен, Й. Петерсен, Т. Эйкевик. П. Некса, Р. Армен // Холодильный бизнес. – 2000. – №5. – С. 8–12.

10. Харлампиди Д.Х. К вопросу оптимизации режимных параметров теплового насоса работающего по закритическому циклу // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. – 2004.–Вип. 25 . – С.123–130.

УДК 621. 577

Харлампіді Д.Х.

**ВИБІР ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ
ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ
НА ПІДСТАВІ ОЦІНКИ КРИТЕРІЮ СКЛАДНОСТІ**

Використовуючи системний підхід аналізується вплив складності технологічної схеми теплонасосної установки на термодинамічну ефективність циклу і ряд інших режимних параметрів.