

УДК 621.577:621.564

## МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВАКУУМНО- ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

**М. А. Кузнецов,**

канд. техн. наук

[childeric1975@gmail.com](mailto:childeric1975@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-5180-8830

**В. А. Тарасова,**

канд. техн. наук

[vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-3252-7619

**Д. Х. Харлампиди,**

д-р техн. наук

[kharlampidi@ipmach.kharkov.ua](mailto:kharlampidi@ipmach.kharkov.ua)

ORCID: 0000-0003-4337-6238

Институт проблем  
машиностроения  
им. А. Н. Подгорного

НАН Украины,

61046, Украина, г. Харьков,

ул. Пожарского, 2/10

*На базе автономного метода термoeкономической оптимизации термодинамических систем разработана методика оптимального проектирования вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду (R718). Эта методика позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономических режимов работы системы одновременно учитывать как термодинамические, так и экономические параметры. При решении задачи оптимизации в качестве целевой функции приняты приведенные затраты на создание и эксплуатацию системы в течение расчетного срока службы. Минимум приведенных затрат соответствует оптимальным характеристикам системы при сохранении её производительности. Разработка термoeкономической модели вакуумно-испарительного теплового насоса позволила представить целевую функцию в виде развернутых аналитических выражений, учитывающих взаимосвязь между всеми оптимизируемыми параметрами системы. Численное решение задачи термoeкономической оптимизации режимно-конструктивных параметров вакуумно-испарительного теплового насоса, встроенного в систему охлаждения второго контура тепловых и атомных электростанций (ТЭС) и (АЭС), позволило найти оптимальные параметры системы, обеспечивающие условия достижения минимального уровня приведенных затрат. При этом расчетное значение приведенных затрат за 25 лет эксплуатации данного теплового насоса удалось снизить на 35 % за счет более рационального распределения энергетических потоков в нем. Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы уравнений частных производных от целевой функции приведенных затрат по всем оптимизируемым переменным пригодно для любого теплового насоса, работающего по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования. Исследовано влияние вариативности тарифа на электроэнергию и продолжительности работы вакуумно-испарительного теплового насоса в году на экономический эффект от его термoeкономической оптимизации. Применение разработанной методики на практике должно способствовать снижению финансовых затрат на создание и эксплуатацию вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду, повышению их конкурентоспособности в сравнении с традиционными фреоновыми системами и способствовать созданию условий для их широкомасштабного внедрения.*

**Ключевые слова:** термoeкономическая модель, вакуумно-испарительный тепловой насос, потери эксергии, приведенные затраты.

### Введение

В последние десятилетия разработчиками холодильного и теплонасосного оборудования ведется активный поиск рабочих веществ, которые бы удовлетворяли высоким экологическим требованиям (нулевые или близкие к нулевым показатели GWP и ODP) и одновременно обладали хорошими термодинамическими показателями, сопоставимыми с заменяемыми хладагентами. Стимулом к этим исследованиям послужили положения Монреальского и Киотского протоколов, касающиеся запрета и ограничений использования в качестве рабочих веществ термотрансформаторов (холодильных машин и тепловых насосов) хлора и фторсодержащих соединений.

Ориентация при выборе рабочего вещества на такие показатели, как экологическая чистота, дешевизна, доступность, эксплуатационная безопасность и термодинамическая эффективность, возродила интерес к природным хладагентам. Из перечисленного многим критериям отвечает вода (R718). Её влияние на экологию известно и вполне предсказуемо, а термодинамические характеристики по ряду показателей даже превосходят известные синтетические соединения на основе углеводородов.

Применение воды в качестве хладагента позволяет обеспечить высокие энергетические показатели цикла по сравнению с синтетическими хладагентами и создает предпосылки для существенно-

© М. А. Кузнецов, В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди, 2019

го упрощения схемы термотрансформатора, когда вода является одновременно и низкопотенциальным теплоносителем, и рабочим веществом.

Сегодня исследовательские работы по созданию термотрансформаторов с хладагентом R718 находятся на стадии «пилотных» проектов, поэтому крайне ограниченными и не имеющими обобщения представляются сведения относительно их реальных режимных характеристик. В публикациях, посвященных разработке установок данного типа, основное внимание уделено созданию высокоскоростных турбокомпрессоров, работающих на водяном паре, разработке инженерных методик их расчета [1–3]. В [4] представлена созданная на основе метода конечных элементов 3D-модель турбокомпрессора для исследования его прочностных и аэродинамических характеристик. Авторами работ [5, 6] предложена динамическая модель характеристик вакуумно-испарительного теплового насоса, необходимая для изучения проблемы запуска установки при работе под вакуумом. Модель позволяет определить пути дальнейшего совершенствования системы за счет варьирования геометрических размеров элементов, а также изменения конфигурации схемы циркуляции хладагента и параметров работы.

Однако при моделировании энергетических процессов в этих работах используется только метод энергетического анализа, не позволяющий учитывать потери энергии от внешней и внутренней необратимости в отдельных агрегатах установки, что недостаточно для достоверной оценки системы [7]. Для более полного анализа установки целесообразно использовать эксергетический анализ, основанный на вычислении потерь эксергии в отдельных процессах и цикле термодинамической системы.

Как известно, при проектировании термотрансформаторов для повышения энергетической эффективности их работы необходимо стремиться к уменьшению потерь от необратимости термодинамических процессов. Однако на практике это часто приводит к удорожанию установки [8]. В то же время высокая стоимость турбокомпрессора вследствие необходимости изготовления его лопастей из высокопрочных материалов, таких, как титановые и волоконные композиты, является основным препятствием к применению водяного пара в качестве рабочего вещества. Исходя из этого при выборе оптимальных условий эксплуатации вакуумно-испарительных термотрансформаторов особенно необходимо учитывать ряд экономических факторов.

Базирующиеся на эксергетическом анализе термоэкономические методы единовременного учета термодинамических и экономических факторов при проведении оптимизационных расчетов позволяют оптимизировать внутренние энергетические процессы в установке и производить целесообразный выбор тех компромиссных решений, которые обеспечивали бы получение минимального уровня приведенных затрат на её создание и эксплуатацию. Поэтому создание методики, позволяющей при проектировании или глубокой модернизации вакуумно-испарительных термотрансформаторов обеспечивать их оптимальные режимно-конструктивные характеристики при достижении минимального уровня приведенных затрат, представляется актуальным и является целью данного исследования.

### **Термоэкономическая оптимизация вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718**

На базе автономного метода термоэкономической оптимизации термодинамических систем [9–12] разработана методика оптимального проектирования вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду (R718). Эта методика позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономичных режимов работы системы одновременно учитывать как термодинамические, так и экономические параметры.

В качестве объекта оптимизации взят вакуумно-испарительный тепловой насос, работающий по одноступенчатой схеме [13, 14] и оборудованный турбокомпрессором (КМ), испарителем контактного типа (ИСП), горизонтальным кожухотрубным гладкотрубным конденсатором с межтрубным кипением хладагента (КД), дроссельным вентилем (ДР) и поршневыми насосами для прокачки теплоносителей через теплообменные аппараты теплового насоса.

Для рассматриваемой схемы построена термоэкономическая модель [15–17], через условную контрольную границу которой входят и выходят эксергетические и тепловые потоки, необходимые для функционирования системы (рис. 1).

На рис. 1 обозначены: НВТК – насос воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС; НКД – насос нагреваемой в конденсаторе воды.

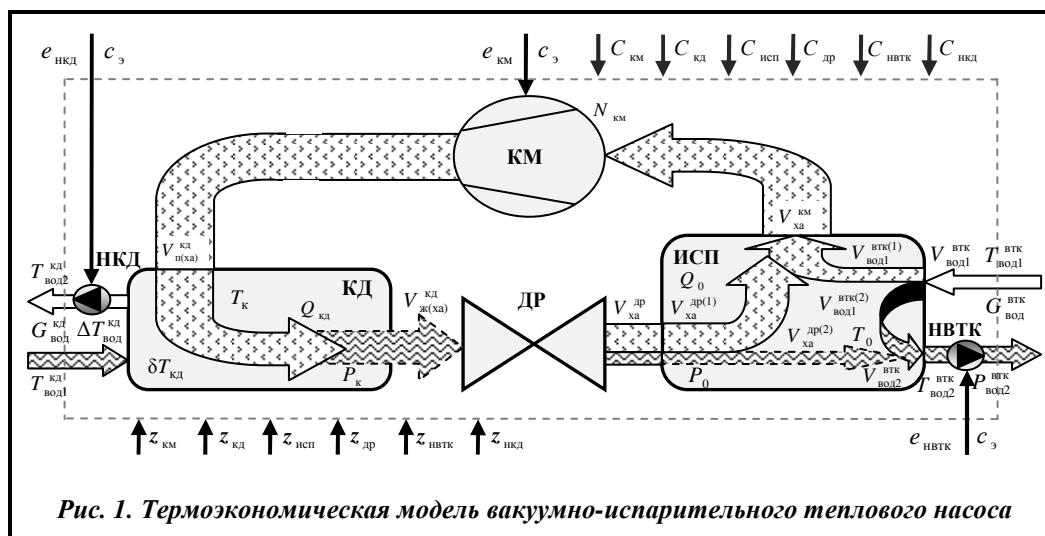


Рис. 1. Термозкономическая модель вакуумно-испарительного теплового насоса

Принимается, что тепловой насос использует в качестве источника низкопотенциальной теплоты обратную воду из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС, т.е. воду, поступающую от конденсатора турбины, с постоянным расчетным расходом  $G_{\text{вод}}^{\text{ВТК}}$  и фиксированными температурами на входе  $T_{\text{вод1}}^{\text{ВТК}}$  и выходе  $T_{\text{вод2}}^{\text{ВТК}}$  испарителя теплового насоса. Значения этих величин задаются исходя из условий технологических процессов на ТЭС или АЭС. Поэтому холодопроизводительность испарителя  $Q_0$  данного теплового насоса при его оптимизации принимается неизменной. Напротив, расходом  $G_{\text{вод}}^{\text{КД}}$  и температурой  $T_{\text{вод}}^{\text{КД}}$  нагреваемой в конденсаторе воды можно варьировать, определяя значение полезной теплопроизводительности конденсатора теплового насоса  $Q_{\text{кд}}$  исходя из требуемой холодопроизводительности испарителя и компенсируя возможный недостаток для потребителя теплопроизводительности теплового насоса в часы пиковых нагрузок дополнительным подогревателем – доводчиком теплоты.

Поэтому при решении задачи оптимизации в качестве оптимизирующих целевую функцию переменных выбраны средний логарифмический температурный напор  $\delta T_{\text{кд}}$  и нагрев воды (теплоносителя)  $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{КД}}$  в конденсаторе теплового насоса. Целевой функцией являются приведенные затраты (RC), определяемые по выражению

$$RC = [c_3(e_{\text{км}} + e_{\text{нвтк}} + e_{\text{нкд}}) + z_{\text{км}} + z_{\text{исп}} + z_{\text{нвтк}} + z_{\text{кд}} + z_{\text{нкд}} + z_{\text{др}}] \tau_{\text{экс}} n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{исп}} + C_{\text{нвтк}} + C_{\text{кд}} + C_{\text{нкд}} + C_{\text{др}}, \quad (1)$$

где  $c_3$  – тариф на электроэнергию;  $e_{\text{км}}$ ,  $e_{\text{нвтк}}$  и  $e_{\text{нкд}}$  – потоки эксергии соответственно для привода турбокомпрессора, НВТК и НКД;  $C_{\text{км}}$ ,  $C_{\text{исп}}$ ,  $C_{\text{нвтк}}$ ,  $C_{\text{кд}}$ ,  $C_{\text{нкд}}$  и  $C_{\text{др}}$  – стоимость соответственно турбокомпрессора, испарителя, НВТК, конденсатора, НКД и дроссельного вентиля, а  $z_{\text{км}}$ ,  $z_{\text{исп}}$ ,  $z_{\text{нвтк}}$ ,  $z_{\text{кд}}$ ,  $z_{\text{нкд}}$  и  $z_{\text{др}}$  – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости [11, 12, 17];  $\tau_{\text{экс}}$  – продолжительность работы установки в году;  $n_{\text{сез}}$  – анализируемый период работы, лет.

Входящие в целевую функцию (1) стоимости элементов оборудования  $C_i$ , ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$ , а также эксергия, подводимая к каждому элементу  $e_i$  от внешнего источника, могут быть выражены в виде функциональных зависимостей от заданной холодопроизводительности испарителя теплового насоса  $Q_0 = \text{const}$  и выбранных оптимизирующих переменных

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{исп}}, z_{\text{исп}}, C_{\text{кд}}, z_{\text{кд}}, e_{\text{нкд}}, C_{\text{нкд}}, z_{\text{нкд}} = f(Q_0, \delta T_{\text{кд}}, \Delta T_{\text{вод}}^{\text{КД}}). \quad (2)$$

Вследствие принятого выше условия о неизменности холодопроизводительности испарителя ( $Q_0 = \text{const}$ ) такие параметры, как  $e_{\text{нвтк}}$ ,  $C_{\text{нвтк}}$ ,  $z_{\text{нвтк}}$ ,  $C_{\text{др}}$  и  $z_{\text{др}}$ , которые являются функциями от  $Q_0$ , остаются постоянными.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (1) функциональные выражения (2) были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей, описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах рассматриваемого теплового насоса. При этом параметры состояния (температура, давление), термомеханические и теплофизические свойства (удельный объем, плотность, энтальпия, энтропия, теплопроводность, кинематическая вязкость, динамическая вязкость, скрытая теплота парообразования, число Прандтля) воды, которая в рассматриваемом тепловом насосе является и хладагентом, были представлены в виде регрессионных зависимостей от оптимизирующих переменных в вероятном диапазоне изменения соответствующих параметров цикла.

Например, регрессионная зависимость энтропии водяного пара в конце действительного процесса сжатия в компрессоре  $s_2=f(i_2(T_k), P_k(T_k))$  в диапазоне изменения энтальпии  $i_2(T_k)$  от 2590 до 2750 кДж/кг и давления конденсации  $P_k(T_k)$  от 0,04 до 0,08 бар для водяного пара следующая:

$$s_2 = 7,4998612 - 16,9725647 P_k(T_k) - 0,0013544 i_2(T_k) + \\ + 68,9253235 [P_k(T_k)]^2 + 7,6712786 \cdot 10^{-7} [i_2(T_k)]^2 + 0,0002841 P_k(T_k) i_2(T_k),$$

где  $i_2(T_k)$  и  $P_k(T_k)$  – соответственно регрессионные зависимости энтальпии водяного пара в конце действительного процесса сжатия в компрессоре  $i_2$  и давления конденсации водяного пара (хладагента)  $P_k$  от температуры конденсации  $T_k$ , которая, в свою очередь, является функцией оптимизирующих переменных

$$T_k = T_{\text{вод1}}^{\text{кд}} + \Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}} \frac{e^{\frac{\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\delta T_{\text{кд}}}}}{e^{\frac{\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}}{\delta T_{\text{кд}}} - 1}},$$

где  $T_{\text{вод1}}^{\text{кд}}$  – температура воды (теплоносителя) на входе в конденсатор.

При расчете объема вакуумного испарителя контактного типа принимается, что каждую секунду в испаритель поступает вода из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС объемом  $V_{\text{вод1}}^{\text{втк}}$ , часть которой, попадая в вакуум, в течение этой секунды обращается в пар объемом  $V_{\text{вод1}}^{\text{втк(1)}}$  (рис. 1), а оставшаяся часть воды объемом  $V_{\text{вод1}}^{\text{втк(2)}}$ , охлаждаясь до температуры кипения  $T_0$ , выпадает на дно испарителя. Также в испаритель из дроссельного вентиля ежесекундно поступает влажный насыщенный пар хладагента (смесь воды и насыщенного пара) температурой  $T_0$  и объемом  $V_{\text{ха}}^{\text{др}}$ . Одна его часть, расширяясь до объема  $V_{\text{ха}}^{\text{др(1)}}$ , в течение секунды пополняет объем пара  $V_{\text{ха}}^{\text{км}} = V_{\text{вод1}}^{\text{втк(1)}} + V_{\text{ха}}^{\text{др(1)}}$ , а другая часть  $V_{\text{ха}}^{\text{др(2)}}$  пополняет объем жидкости на дне испарителя  $V_{\text{вод2}}^{\text{втк}} = V_{\text{вод1}}^{\text{втк(2)}} + V_{\text{ха}}^{\text{др(2)}}$ . Объем пара  $V_{\text{ха}}^{\text{км}}$  ежесекундно откачивается из испарителя турбокомпрессором, а объем жидкости  $V_{\text{вод2}}^{\text{втк}}$  ежесекундно отводится НВТК к конденсатору турбины ТЭС или АЭС.

Таким образом, принимая, что каждую секунду в испарителе присутствует пар объемом  $V_{\text{ха}}^{\text{км}}$  и жидкость объемом  $V_{\text{вод2}}^{\text{втк}}$ , численно равные соответственно секундному объемному расходу пара хладагента через компрессор (объемной производительности компрессора), м<sup>3</sup>/с, и секундному объемному расходу воды через НТБК, м<sup>3</sup>/с, объем испарителя, м<sup>3</sup>, вычисляется как  $V_{\text{исп}} = (V_{\text{ха}}^{\text{км}} + V_{\text{вод2}}^{\text{втк}}) \tau$ , где время  $\tau=1$  с.

Аналогично внутренний объем кожуха конденсатора рассчитывается как  $V_{\text{кд}} = ((1 - \bar{\varphi}) V_{\text{п(ха)}}^{\text{кд}} + \bar{\varphi} V_{\text{ж(ха)}}^{\text{кд}}) \tau$ , где  $\bar{\varphi}$  – коэффициент заполнения, т.е. отношение заполненного жидкостью объема к общему объему (в частности, для кожухотрубного конденсатора с межтрубной конденсацией  $\bar{\varphi}=0,3-0,4$ );  $V_{\text{п(ха)}}^{\text{кд}}$  – секунднй объемный расход сжатого пара хладагента, подводимогося

компрессором к конденсатору (рис. 1);  $V_{ж(ха)}^{кд}$  – секундный объемный расход жидкого хладагента на выходе конденсатора; время  $\tau=1$  с.

Стоимости элементов оборудования  $C_i$  и ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$  определялись по регрессионным зависимостям от оптимизирующих переменных, построенным на основе функций стоимости, представленных в [14, 18, 19]. Потери эксергии в основных элементах теплового насоса рассчитывались с помощью энтропийного метода [20].

Подстановка полученных в развернутой форме выражений (2) в целевую функцию (1) и решение системы уравнений

$$\frac{\partial RC}{\partial \delta T_{кд}}=0; \quad \frac{\partial RC}{\partial \Delta T_{вод}^{кд}}=0$$

позволяет определить оптимальные значения переменных  $\delta T_{кд}$  и  $\Delta T_{вод}^{кд}$ , подстановка которых в соответствующие расчетные формулы дает возможность найти оптимальные (с позиции минимизации приведенных затрат) режимные и геометрические параметры вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718.

### Результаты расчета оптимальных параметров вакуумно-испарительного теплового насоса

В качестве исходных данных для решения задачи оптимизации приняты: холодопроизводительность испарителя теплового насоса  $Q_0=600$  кВт; расход охлаждаемой воды из системы охлаждения второго контура ТЭС или АЭС через испаритель  $G_{вод}^{вТК}=12,7632$  кг/с; температура этой воды на входе и выходе испарителя соответственно  $T_{вод1}^{вТК}=40$  °С и  $T_{вод2}^{вТК}=T_0=25$  °С; давление этой воды в отводящем трубопроводе (после НВТК)  $P_{вод2}^{вТК}=4$  бар; температура нагреваемого воды (теплоносителя) на входе в конденсатор  $T_{вод1}^{кд}=25$  °С; продолжительность работы системы в году  $\tau_{экс}=8000$  ч в год; анализируемый срок работы установки  $n_{сез}=25$  лет; тариф на электроэнергию  $c_3=0,0727$  \$/(кВт·ч), нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования  $k_{нр}=0,15$ ; температура окружающей среды  $T_{ос}=32$  °С.

Результаты оптимизации приведены в табл. 1.

Из данных табл. 1 видно, что уменьшение значений оптимизирующих переменных – нагрева воды  $\Delta T_{вод}^{кд}$  и среднего логарифмического напора  $\delta T_{кд}$  в конденсаторе – приводит к снижению температуры конденсации хладагента  $T_k$ , что при фиксированной температуре кипения  $T_0=const$  способствует повышению удельной массовой холодопроизводительности испарителя  $q_0$ , снижению массового расхода хладагента  $G_{ха}$  и уменьшению потерь эксергии при дросселировании  $E_{Ддр}$ . Следует отметить, что из-за крутого подъема левой пограничной кривой для R718 потери от необратимости при дросселировании этого хладагента крайне малы по сравнению с потерями в конденсаторе и компрессоре. Сопутствующее понижению  $T_k$  снижение давления конденсации хладагента  $P_k$  при  $P_0=const$  способствует уменьшению степени сжатия хладагента в компрессоре и снижению температуры сжатого пара на линии нагнетания  $T_2$ . Это в совокупности со снижением  $G_{ха}$  приводит к уменьшению требуемой для обеспечения заданной  $Q_0=const$  теплопроизводительности конденсатора  $Q_{кд}$ , а также снижению потерь эксергии  $E_{Дкд}$  от необратимости в нем.

Снижение температуры  $T_2$  и расхода  $G_{ха}$  также приводит к уменьшению потерь эксергии в компрессоре  $E_{Дкм}$  и его индикаторной  $N_{икм}$ , а также потребляемой  $N_{км}$  мощности. Потери эксергии в испарителе  $E_{Дисп}$  остаются неизменными вследствие того, что при постоянных  $T_{ос}$ , энтропии пара воды (хладагента) на входе в турбокомпрессор  $s_1$ ,  $Q_0$ ,  $T_{вод1}^{вТК}$  и  $T_{вод2}^{вТК}$  снижение расхода  $G_{ха}$  компенсируется уменьшением энтропии влажного насыщенного пара воды (хладагента) в конце процесса дросселирования  $s_4$ , и таким образом произведение  $G_{ха}(s_1-s_4)$  в выражении для расчета потерь эксергии в испарителе [20] остается постоянным. Несмотря на это суммарные потери эксергии в системе  $\Sigma E_{Дтн}$  значительно снижаются, как и  $N_{км}$ , что приводит к существенному (в 2,5 раза) повышению холодильного коэффициента установки  $\epsilon$ .

Таблиця 1. Результати термoeкономическої оптимізації вакуумно-испарительного теплового насоса

Параметр	Исходный вариант	Оптимальный вариант
Нагрев воды в конденсаторе $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}$ , К	10	5,516
Средний логарифмический напор в конденсаторе $\delta T_{\text{кд}}$ , К	10	2,968
Температура хладагента после турбокомпрессора $T_2$ , °С	120,95	63,98
Температура конденсации $T_{\text{к}}=T_3$ , °С	40,82	31,53
Теплопроизводительность конденсатора $Q_{\text{кд}}$ , кВт	860,95	824,31
Потребляемая мощность турбокомпрессора $N_{\text{км}}$ , кВт	73,929	29,480
Потребляемая мощность насоса воды в испарителе, кВт	6,825	6,825
Потребляемая мощность насоса воды в конденсаторе, кВт	2,175	10,409
Суммарная потребляемая мощность теплового насоса, кВт	82,928	46,714
Холодильный коэффициент $\varepsilon$	10,821	27,137
Коэффициент использования энергии с учетом потребляемой мощности вспомогательных механизмов (насосов) $\varepsilon_{\text{эн}}$	9,647	17,125
Потери эксергии в испарителе $E_{\text{дисп}}$ , кВт	20,089	20,089
Потери эксергии в конденсаторе $E_{\text{Дкд}}$ , кВт	35,208	11,370
Потери эксергии в дроссельном вентиле $E_{\text{Ддр}}$ , кВт	0,583	0,098
Потери эксергии в турбокомпрессоре $E_{\text{Дкм}}$ , кВт	12,062	5,679
Суммарные потери эксергии в тепловом насосе $\Sigma E_{\text{Дтн}}$ , кВт	67,943	37,235
Индикаторная мощность турбокомпрессора $N_{\text{икм}}$ , кВт	60,954	24,306
Эксергетический КПД турбокомпрессора $\eta_{\text{ЭК км}}$	80,211	76,638
Стоимость насоса воды в испарителе $C_{\text{нвтк}}$ , \$	907	907
Стоимость насоса воды в конденсаторе $C_{\text{нкд}}$ , \$	1 378	2 242
Стоимость дроссельного вентиля $C_{\text{др}}$ , \$	320	320
Объем испарителя $V_{\text{исп}}$ , м <sup>3</sup>	14,607	14,373
Стоимость испарителя $C_{\text{исп}}$ , \$	12 859	12 798
Площадь наружной теплообменной поверхности конденсатора $F_{\text{кд}}$ , м <sup>2</sup>	24,5	59,7
Стоимость конденсатора $C_{\text{кд}}$ , \$	19 020	25 292
Стоимость турбокомпрессора с электродвигателем $C_{\text{км}}$ , \$	22 292	13 558
Стоимость теплового насоса всего, \$	56 774	55 116
Отчисления от капитальных вложений за 25 лет, \$	269 678	261 803
Капитальные затраты за 25 лет, \$	326 453	316 919
Эксплуатационные затраты за 25 лет, \$	1 205 398	679 015
Приведенные затраты $RC$ за 25 лет, \$	1 531 851	995 934
Экономический эффект в результате термoeкономическої оптимізації, %	–	35,0

Значительное уменьшение оптимального напора  $\delta T_{\text{кд}}$  приводит к существенному увеличению площади теплообменной поверхности  $F_{\text{кд}}$  конденсатора и его стоимости  $C_{\text{кд}}$ , несмотря на некоторую компенсацию этого увеличения поверхности  $F_{\text{кд}}$  повышением коэффициента теплопередачи конденсатора  $k_{\text{кд}}$  из-за интенсификации теплообмена в нем за счет увеличения скорости движения теплоносителя  $W_{\text{вод}}^{\text{кд}}$ . Увеличение  $W_{\text{вод}}^{\text{кд}}$  связано с уменьшением нагрева воды в конденсаторе  $\Delta T_{\text{вод}}^{\text{кд}}$ , что приводит к значительному увеличению массового расхода нагреваемой воды, потребляемой мощности НКД и его стоимости  $C_{\text{нкд}}$ . Стоимость испарителя  $C_{\text{исп}}$  понижается незначительно, поскольку при  $Q_0=\text{const}$  его объем  $V_{\text{исп}}$  уменьшается только вследствие некоторого снижения  $G_{\text{ха}}$ . Увеличение стоимостей  $C_{\text{кд}}$  и  $C_{\text{нкд}}$  компенсируется еще большим по величине уменьшением стоимости компрессора  $C_{\text{км}}$  вследствие значительного снижения его  $N_{\text{км}}$ . В итоге суммарные капитальные затраты на установку незначительно уменьшаются. В то же время эксплуатационные затраты установки существенно снижаются за счет значительного уменьшения потребляемой мощности компрессора, что с лихвой компенсирует увеличение потребления электроэнергии насосом нагреваемой в конденсаторе воды

НКД. Суммарная потребляемая мощность установки существенно снижается, а коэффициент использования энергии  $\epsilon_{\text{эн}}$  значительно увеличивается (в 1,77 раз).

Некоторое уменьшение капитальных затрат и существенное снижение эксплуатационных затрат приводит к значительному снижению приведенных затрат  $RC$  за расчетный период работы установки. При заданных исходных данных экономический эффект от термозкономической оптимизации составляет 35 %.

Поскольку рассматриваемая конструкция вакуумно-испарительного теплового насоса может быть использована для охлаждения воды при заданных параметрах в ряде технологических процессов предприятий различных отраслей промышленности и сельского хозяйства, принятый при расчете тариф на электроэнергию  $c_3=0,0727$  \$/(кВт·ч) является тарифом для промышленных потребителей электроэнергии (II класс напряжения до 27,5 кВ) по валютному курсу на середину октября 2017 г. в Украине. В случае использования теплового насоса в технологическом цикле ТЭС или АЭС затраты электроэнергии на привод компрессора и насосов будут относиться к затратам электростанции на собственные нужды и оцениваться по себестоимости производства. В зависимости от длительности работы в течение года по покрытию графиков энергетических нагрузок, характеризующихся числом часов использования установленной мощности оборудования, электростанции принято классифицировать на: базовые ( $\tau_{\text{экс}} > 6000$  ч в год) (все АЭС), полупиковые ( $\tau_{\text{экс}} = 2000-5000$  ч в год) и пиковые ( $\tau_{\text{экс}} < 2000$  ч в год) [21]. Стоимость потребляемой

тепловым насосом электроэнергии  $c_3$  и продолжительность его работы в году  $\tau_{\text{экс}}$  может оказать существенное влияние на экономический эффект от термозкономической оптимизации.

Поэтому оптимальные режимные и геометрические параметры вакуумно-испарительного теплового насоса также были рассчитаны при вариативности тарифа на электроэнергию  $c_3$  от 0,02 \$/(кВт·ч) (примерной себестоимости производства электроэнергии на АЭС) до 0,12 \$/(кВт·ч) (самого дорого тарифа для восточно-европейских стран) [13, 14] и продолжительности его работы  $\tau_{\text{экс}}$  от 2000 до 8000 ч в год. Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3.

Из рис. 2 видно, что оптимальные значения холодильного коэффициента  $\epsilon_{\text{опт}}$  и коэффициента использования энергии  $\epsilon_{\text{эн опт}}$  с ростом  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$  увеличиваются, а следовательно, повышается экономичность теплового насоса и снижается эксплуатационная составляющая приведенных затрат.

Приведенные затраты оптимального вакуумно-испарительного теплового насоса за 25 лет эксплуатации и эффект от его термозкономической оптимизации в зависимости от изменения значений  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$  приведены на рис. 3 и в табл. 2.

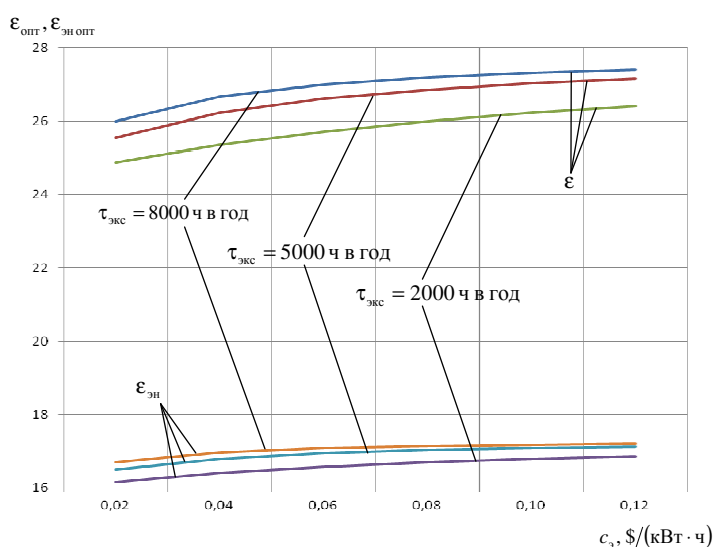


Рис. 2. Зависимость оптимальных значений холодильного коэффициента  $\epsilon_{\text{опт}}$  и коэффициента использования энергии  $\epsilon_{\text{эн опт}}$  теплового насоса от  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$

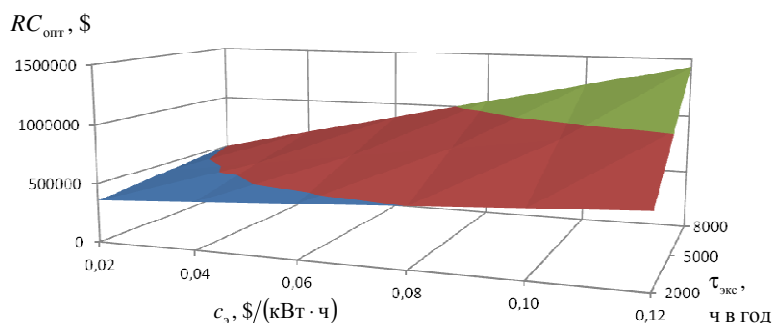


Рис. 3. Зависимость приведенных затрат оптимального вакуумно-испарительного теплового насоса за 25 лет эксплуатации  $RC_{\text{опт}}$  от  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$

Таблиця 2. Эффект от термoeкономической оптимизации вакуумно-испарительного теплового насоса, %

Параметр		Тариф на электроэнергию $c_3$ , \$/(кВт·ч)					
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
Продолжительность работы теплового насоса в году	8000	23,9	30,3	33,6	35,6	37,0	38,0
	5000	19,6	26,0	29,7	32,2	33,9	35,2
$\tau_{\text{экс}}$ , ч в год	2000	13,0	17,7	21,2	23,9	26,0	27,7

Из данных табл. 2 видно, что стоимость электроэнергии  $c_3$  и продолжительность работы теплового насоса в году  $\tau_{\text{экс}}$  оказывает существенное влияние на экономический эффект от его термoeкономической оптимизации, который может варьироваться от 13% (при  $c_3=0,02$  \$/(кВт·ч) и  $\tau_{\text{экс}}=2000$  ч в год) до 38% (при  $c_3=0,12$  \$/(кВт·ч) и  $\tau_{\text{экс}}=8000$  ч в год). Это связано с тем, что чем больше значения  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$ , тем больший экономический эффект может быть получен от повышения термодинамического совершенства установки, увеличения её холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и снижения эксплуатационной составляющей приведенных затрат, что оказывает намного большее влияние на уровень приведенных затрат, чем некоторое увеличение их капитальной составляющей.

### Обсуждение результатов термoeкономической оптимизации вакуумно-испарительного теплового насоса с хладагентом R718

Разработанная методика и программное обеспечение позволяют решать задачу оптимизации режимно-конструктивных параметров вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду (R718), с учетом взаимосвязей между параметрами всех основных подсистем при обеспечении минимального уровня приведенных затрат на их создание и эксплуатацию.

Численное решение этой задачи позволило найти оптимальные параметры вакуумно-испарительного теплового насоса, встроенного в систему охлаждения второго контура ТЭС и АЭС, обеспечивающие условия достижения минимального уровня приведенных затрат при различных значениях тарифа на электроэнергию и продолжительности работы системы в году.

Одно из достоинств предложенной методики заключается в том, что полученное однозначное аналитическое решение в виде системы уравнений пригодно для термoeкономической оптимизации любого теплового насоса, работающего по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования.

Это достоинство одновременно накладывает ограничение на использование данной методики при оптимизации вакуумно-испарительных тепловых насосов, работающих по отличным от рассматриваемой схемам или укомплектованных иным типом оборудования (например, использование испарителя поверхностного типа вместо контактного). В этом случае расчетный алгоритм должен быть адаптирован к описанию энергетических процессов в каждой конкретной схеме с учетом специфики конструкции всех её основных элементов.

Применение данной методики на практике должно способствовать снижению финансовых затрат на создание и эксплуатацию вакуумно-испарительных тепловых насосов, использующих в качестве хладагента воду, повышению их конкурентоспособности в сравнении с традиционными фреоновыми системами и способствовать созданию условий для их широкомасштабного внедрения.

В дальнейшем данная методика может быть адаптирована для решения задач термoeкономической оптимизации режимно-конструктивных параметров работающих на воде термотрансформаторов иного схемно-конструктивного решения или функционального назначения.

### Выводы

Разработка термoeкономической модели вакуумно-испарительного теплового насоса, использующего в качестве хладагента воду (R718), позволила представить целевую функцию приведенных затрат в виде развернутых аналитических выражений, учитывающих взаимосвязь между всеми оптимизируемыми параметрами системы. Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы уравнений частных производных от целевой функции приведенных затрат по всем оптимизирующим переменным пригодно для любого теплового насоса, работающего по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования. В результате термoeкономической оптимизации режимно-конструктивных параметров вакуумно-испарительного теплового насоса, встроенного в систему охлаждения второго контура ТЭС и АЭС, удалось снизить расчетное значение приведенных затрат за 25 лет его эксплуатации на 35 %



за счет более рационального распределения энергетических потоков в нем. При этом тариф на электроэнергию  $c_3$  и продолжительность работы теплового насоса в году  $\tau_{\text{экс}}$  оказывают существенное влияние на экономический эффект от термоэкономической оптимизации системы. Чем больше значения  $c_3$  и  $\tau_{\text{экс}}$ , тем больший экономический эффект может быть получен от повышения термодинамического совершенства установки, увеличения её холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и снижения эксплуатационных затрат.

### Литература

1. Li Q., Piechna J., Müller N. Numerical simulation of novel axial impeller patterns to compress water vapor as refrigerant. *Energy*. 2011. Vol. 36. P. 2773–2781. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.017>
2. Šarevski M. N., Šarevski V. N. Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration. *Heat Pump Technology*. Elsevier, 2016. 195 p. <https://doi.org/10.1016/C2015-0-01782-8>
3. Šarevski M. N., Šarevski V. N. Preliminary study of a novel R718 refrigeration cycle with single stage centrifugal compressor and two-phase ejector. *Int. J. Refrigeration*. 2014. Vol. 40. P. 435–449. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.005>
4. Patil M., Muller N. Structural analysis of continuous fiber wound composite impellers of a multistage high-speed counter rotating axial compressor for compressing water vapor (R-718) as refrigerant using Finite Element Analysis. *Materials and Design*. 2013. Vol. 50. P. 683–693. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.03.004>
5. Chamoun M., Rulliere R., Haberschill P., Beraïl J. F. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant. *Int. J. Refrigeration*. 2012. Vol. 35. P. 1080–1091. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.12.007>
6. Chamoun M., Rulliere R., Haberschill P., Peureux J.-L. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant. *Int. J. Refrigeration*. 2014. Vol. 44. P. 177–188. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019>
7. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие (под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского). Киев: Наук. думка, 1991. 361 с.
8. Проценко В. П., Ковылкин Н. А. Выбор оптимальных температурных напоров в теплообменниках теплонасосной установки. *Холодильн. техника*. 1985. № 6. С. 11–14.
9. Tribus M., Evans R. B. The thermoeconomics of sea water conversion. UCLA Report № 62-63, Aug. 1962. 241 p.
10. El-Sayed Y. M., Evans R. B. Thermoeconomics and the design of heat systems. *J. Eng. for Power*. 1970. Vol. 92, № 1. P. 27–35. <https://doi.org/10.1115/1.3445296>
11. Оносовский В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодиль. пром-сти, 1990. 205 с.
12. Мацевитый Ю. М., Харлампики Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокomppressorных термотрансформаторов. Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2016. 160 с.
13. Харлампики Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А., Омеличкин С. Н. Анализ и синтез схемно-цикловых решений вакуумно-испарительных теплонасосных установок. *Техн. газы*. 2017. Т. 17. № 5. С. 16–26. <https://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0883>
14. Мацевитый Ю. М., Харлампики Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация. Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2018. 192 с.
15. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Кузнецов М. А. Термоэкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13. № 1. С. 42–51.
16. Кузнецов М. А. Термоэкономический анализ теплонасосной сушильной установки. *Проблемы машиностроения*. 2012. Т. 15. № 1. С. 36–42.
17. Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V., Voytenko E. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>). *Eastern-European J. Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6. No. 8 (84). – P. 24–32. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85397>
18. Morandin M., Mercangöz M., Hemrle J., Marechal F., Favrat D. Thermoeconomic design optimization of a thermoelectric energy storage system based on transcritical CO<sub>2</sub> cycles. *Energy*. 2013. Vol. 58. P. 571–587. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.038>
19. Lachner Jr. B. F., Nellis G. F., Reindl D. T. The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant. *Int. J. Refrigeration*. 2007. Vol. 30. No 4. P. 699–708. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.09.009>
20. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М.: Энергия, 1969. 368 с.
21. Энергетика: история, настоящее и будущее: в 5-ти т. Т. 3. Развитие теплоэнергетики и гидроэнергетики (под ред. В. Н. Клименко, Ю. А. Ландау, И. Я. Сигала). К.: Лира, 2011. 400 с.

Поступила в редакцию 29.03.2019

**Методика оптимального проектування вакуумно-випарних теплових насосів**

**Кузнецов М. О., Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х.**

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,  
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

*На базі автономного методу термoeкономiчної оптимiзацiї термодинамiчних систем розроблена методика оптимального проектування вакуумно-випарних теплових насосів, що використовують воду (R718) як холодоагент. Ця методика дозволяє під час оптимізації конструкції і вибору економічних режимів роботи системи одночасно враховувати як термодинамічні, так і економічні параметри. Розв'язуючи задачі оптимізації, як цільова функція прийняті зведені витрати на створення та експлуатацію системи протягом розрахункового терміну служби. Мінімум зведених витрат відповідає оптимальним характеристикам системи під час збереження її продуктивності. Розробка термoeкономiчної моделі вакуумно-випарного теплового насоса дозволила подати цільову функцію у вигляді розгорнутих аналітичних виразів, що враховують взаємозв'язок між усіма оптимізуєчими параметрами системи. Числовий розв'язок задачі термoeкономiчної оптимiзацiї режимно-конструктивних параметрів вакуумно-випарного теплового насоса, що вбудований в систему охолодження другого контуру теплових і атомних електростанцій (ТЕС) і (АЕС), дозволив знайти оптимальні параметри системи, що забезпечують умови досягнення мінімального рівня зведених витрат. За таких обставин розрахункове значення зведених витрат за 25 років експлуатації даного теплового насоса вдалося знизити на 35 % за рахунок більш раціонального розподілу енергетичних потоків в ньому. Аналітичний розв'язок задачі оптимізації у вигляді системи рівнянь частинних похідних від цільової функції зведених витрат за всіма оптимізуєчими змінними є придатним для будь-якого теплового насоса, що працює за розглянутою схемою і з подібним типом обладнання. Досліджено вплив варіативності тарифу на електроенергію і тривалості роботи вакуумно-випарного теплового насоса протягом року на економічний ефект від його термoeкономiчної оптимiзацiї. Застосування розробленої методики на практиці має сприяти зниженню фінансових витрат на створення і експлуатацію вакуумно-випарних теплових насосів, що використовують воду як холодоагент, підвищенню їхньої конкурентоспроможності порівняно з традиційними фреоновими системами і сприяти створенню умов для їх широкомасштабного впровадження.*

**Ключові слова:** термoeкономiчна модель, вакуумно-випарний тепловий насос, витрати ексергії, зведені витрати.