

Литература

1. Дейч М. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
3. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт / В. Г. Суботін, Є. В. Левченко, В. Л. Швецов та ін. – Харків: Фоліо, 2009. – 256 с.
4. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA . – 1994. – Vol. 32 (8) – P. 1598–1605.
5. Костиков А. О. Использование программного комплекса решения задач тепломассопереноса PHOENICS для определения коэффициента теплоотдачи / А. О. Костиков // Электрон. моделирование. – 1999. – Т. 21, № 2. – С. 96–104.
6. Лыков А. В. Тепломассообмен: Справочник / А. В. Лыков – М.: Энергия, 1971. – 560 с.

Поступила в редакцию
28.01.2012

УДК 577.4: 621.039.584

М. А. Кузнецов

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: chirkin@ipmach.kharkov.ua)

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Разработана термoeкономическая модель теплонасосной сушильной установки с замкнутым циклом и байпасированием части сушильного агента в обход испарителя теплового насоса. Модель позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономических режимов работы учитывать как термодинамические, так и экономические параметры одновременно. Получено решение системы уравнений, описывающих потоки эксергии через границы модели и экономические затраты. Решение пригодно для любой пароконпрессионной теплонасосной сушильной установки, работающей по предложенной схеме.

Розроблена термoeкономічна модель теплонасосної сушильної установки із замкнутим циклом і байпасуванням частини сушильного агента в обхід випарника теплового насоса. Модель дозволяє під час оптимізації конструкції та вибору економічних режимів роботи враховувати як термодинамічні, так і економічні параметри одночасно. Отримано розв'язок системи рівнянь, що описують потоки ексергії через кордони моделі та економічні витрати. Розв'язок придатний для будь-якої пароконпресійної теплонасосної сушильної установки, що працює за запропонованою схемою.

Введение

Среди технологических процессов в промышленности и сельском хозяйстве процессы сушки и обезвоживания воздуха являются достаточно широко распространёнными и в то же время высокоэнергоёмкими. Основной характеристикой затрат энергии здесь является расход теплоты на испарение 1 кг влаги. Теоретически эта величина составляет 2500 кДж/кг, однако в традиционно применяемых конвективных сушильных установках она выше в три-четыре и более раз [1].

Учитывая, что сельское хозяйство является не только потребителем энергоресурсов, но и во многих случаях источником низкопотенциального тепла, а также то обстоятельство, что часто встречается необходимость одновременного производства и использования теплоты и холода, задача снижения энергопотребления может быть решена за счет широкого

применения высокоэффективных и экологически чистых теплонасосных сушильных установок (ТНСУ).

Основные достоинства применения ТНСУ:

- энергетические выгоды, связанные со снижением расхода энергии и экономией дефицитного органического топлива;
- технологические выгоды, связанные с усилением эффекта вентилирования и осушения влажного материала обезвоженным воздухом, независимо от погоды и времени года;
- экологические выгоды, связанные с исключением при генерации теплоты процессов сжигания топлива;
- улучшение качества сушеного продукта как за счёт исключения влияния на сушимый материал канцерогенов, имеющихся в сушильном агенте традиционных сушилок, так и за счёт возможности с высокой точностью автоматически выдерживать технологические условия сушки;
- пониженная пожарная опасность установки и др.

Кроме того, утилизация избыточной теплоты в конденсаторах ТНСУ позволяет направлять до 10% тепла, затраченного на приготовление сушильного агента, для, например, практически бесплатного приготовления горячей воды.

Поэтому теплонасосные сушильные установки нашли широкое применение во всем мире. Например, в Канаде, в штате Онтарио, почти 45% сушилок древесины работают по теплонасосному принципу, обеспечивая 60% экономии энергии, одновременно реализуя мягкий принцип сушки и повышая качество ценных пород древесины [2].

В ИПМаш НАН Украины в конце 90-х годов разработана, изготовлена и внедрена серия теплонасосных сушильных установок для сушки древесины, керамических изделий и гипсовых форм для их изготовления, фруктов, овощей, лекарственных трав, пищевых продуктов, а также установок осушения воздуха в помещениях с высокими внутренними влажностными нагрузками. Установки создавались на элементной базе выпускаемых отечественной промышленностью холодильных машин и автономных кондиционеров. И хотя по техническим и термодинамическим параметрам созданные установки не всегда были оптимальны, испытания их в реальных условиях подтвердили достоинства и целесообразность их применения.

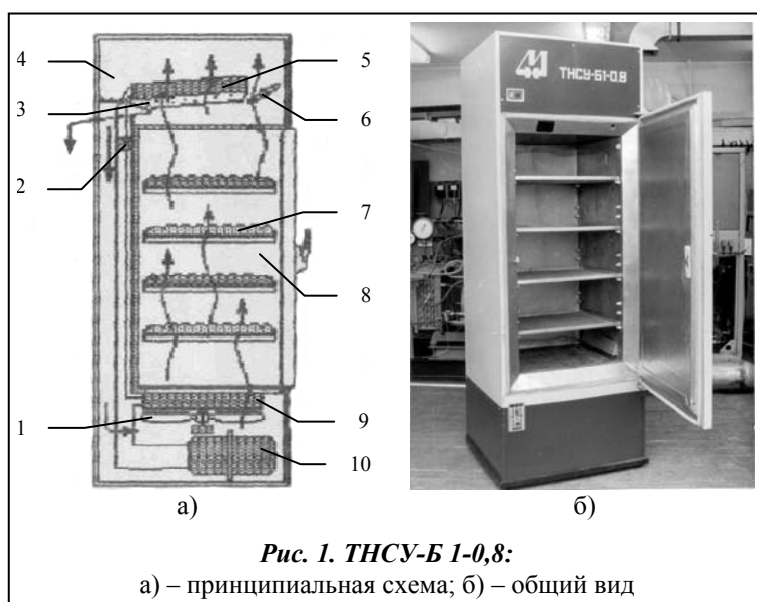
Сегодня в связи с успехами мирового теплонасосостроения (создание принципиально новых компрессоров типа Scroll, применение новых высокоэффективных теплообменников и микропроцессоров в системах автоматики, новых рабочих тел, новых циклов и схемных решений установок и др.) и успешной эксплуатацией десятков миллионов теплонасосных установок различного функционального назначения уже нет необходимости доказывать рациональность применения этих технологий. Возникает новая задача создания специализированных теплонасосных установок с оптимальным подбором оборудования и схемных решений, разработки рациональных условий их эксплуатации, способных снизить затраты энергии на сушку при повышении качества сушеного продукта.

В настоящей статье сделана попытка решить ряд практических вопросов, возникающих при проектировании сушильных установок, используя опыт, накопленный в ИПМаш НАН Украины.

Основная часть

На основе теоретических положений, изложенных в [3], рассмотрена возможность применения термoeкономического метода для оптимизации режимов эксплуатации пароконпресссионной теплонасосной сушильной установки с замкнутым воздушным циклом и байпасированием части сушильного агента в обход испарителя теплового насоса.

В качестве прототипа рассматриваемой схемы взята теплонасосная сушильная установка ТНСУ-Б1-0,8 блочного исполнения, созданная на элементной базе бытового кондиционера БК-1500 (рис. 1) и испытанная при сушке лекарственных трав и пищевых продуктов.



В качестве сушильного агента в процессе используется обезвоженный тёплый воздух, который при прохождении через камеру сушки 8 абсорбирует влагу, содержащуюся в сушимом материале 7. После камеры сушки часть влажного воздуха, проходя через испаритель 5, охлаждается до температуры ниже температуры точки росы и осушается, отдавая физическую и латентную теплоту кипящему рабочему телу теплового насоса. Сконденсированная из воздуха влага стекает в поддон 3 и отводится из сушилки. Осушенный воздух

подается в камеру смешения 4, где смешивается с частью влажного воздуха, направляемого из камеры сушки через обводную заслонку 6 в обход испарителя. После смешения сушильный агент вентилятором 1 направляется в конденсатор 9, где нагревается за счет латентного тепла при конденсации паров рабочего тела. После чего осушенный и нагретый воздух снова поступает в камеру сушки. Позиции 2 и 10 на рис. 1 обозначают соответственно регулирующий вентиль и компрессор.

При использовании термоэкономического метода анализируются изменения, происходящие с основным потоком эксергии, обеспечивающим получение конечного полезного эффекта – приведенной эксергетической производительности ТНСУ. В качестве последней принята эксергия влаги, выделившейся из высушиваемого продукта в камере сушки, $e_{вл}$. При этом учитываются потери эксергии, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах установки, а также экономические затраты, связанные с созданием и эксплуатацией элементов установки, которые определены выбранной схемой.

Приведенная эксергетическая производительность ТНСУ $e_{вл}$, кВт, рассчитывается по зависимости [4]

$$e_{вл} = W(\Delta e_{вл.нагр} + \Delta e_{вл.исп} + \Delta e_{вл.пер}), \quad (1)$$

где W – количество влаги, удаляемой сушильным агентом из материала в камере сушки ТНСУ, кг/ч; $\Delta e_{вл.нагр}$, $\Delta e_{вл.исп}$, $\Delta e_{вл.пер}$ – соответственно приращение удельной эксергии при нагревании, испарении и перегреве влаги, кДж/кг.

Величины выражения (1) либо заданы, либо рассчитываются или определяются по соответствующим таблицам теплофизических свойств теплоносителей. Для заданной величины эксергетической производительности ТНСУ при оптимизации режимных параметров эксплуатации системы необходимо найти условия, обеспечивающие получение минимальной цены единицы эксергетической производительности.

Исходя из общего (экономического) подхода, при построении термоэкономической модели для рассматриваемой ТНСУ в качестве целевой функции принята величина приведенных затрат.

Поскольку при преобразовании энергии в ТНСУ преобладают тепловые процессы, в качестве оптимизирующих переменных выбраны логарифмические температурные напоры между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе $\delta T_{и}$ и конденсаторе $\delta T_{кд}$, а также изменение энтальпии сушильного агента в испарителе $\Delta i_{и}$. Такой выбор переменных обеспечивает сравнительно простое представление температур, определяющих реализацию цикла (температуры кипения и конденсации) при заданных параметрах сушильного агента

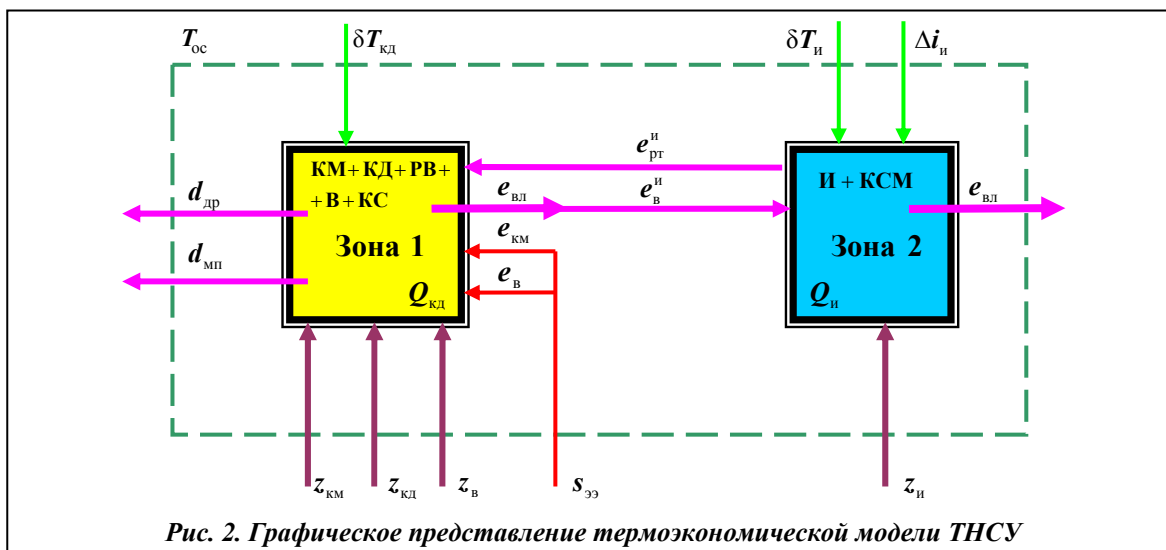


Рис. 2. Графическое представление термозкономической модели ТНСУ

на входе в камеру сушки – температуре $T_{в1}^{кк}$ и относительной влажности $\phi_{в1}^{кк}$, температуре сушильного агента на выходе из неё $T_{в2}^{кк}$, которые задаются по технологическим условиям сушки конкретного материала. В рассматриваемой схеме ТНСУ с замкнутым воздушным циклом изменение энтальпии сушильного агента в конденсаторе $\Delta i_{кд}$ рассчитывается аналитически, что связано с необходимостью обеспечения заданных параметров сушильного агента на входе в камеру сушки.

Изменения, претерпеваемые основным потоком эксергии, обеспечивающим получение конечного полезного эффекта, оцениваются входящими и выходящими эксергетическими и тепловыми потоками для перечисленных элементов установки. Значения основного потока эксергии в различных элементах ТНСУ используются для получения аналитических зависимостей, описывающих механизм тепломассопереноса в этих элементах. Для получения аналитических зависимостей сделаны допущения, идентичные описанным в [3].

Учитывая изложенные выше исходные положения и сделанные допущения, термозкономическая модель теплонасосной сушильной установки, принципиальная схема которой приведена на рис. 1, графически может быть представлена в виде двух взаимосвязанных зон, изображённых на рис. 2 и объединённых контрольной границей, обозначенной пунктирной линией.

Зона 1 объединяет испаритель теплового насоса **И** и камеру смешения **КСМ** сушильного агента. Зона 2 включает компрессор **КМ** с электродвигателем, конденсатор **КД**, регулирующий вентиль **РВ**, вентилятор сушильного агента **В** и камеру сушки **КС**.

Через контрольную границу к каждой из зон термозкономической модели подводится эксергия для привода электродвигателя компрессора $e_{км}$ и вентилятора сушильного агента $e_{в}$. Цена этих эксергий численно равна цене затраченной электроэнергии по известному тарифу. Эксергия высушиваемого продукта на входе и выходе ТНСУ принимается равной нулю, так как рассматриваемая сушильная установка не оборудована поточной системой подачи материала. Материал помещается в камеру сушки в начале процесса сушки и вынимается из камеры сушки после завершения процесса.

Для каждой из зон термозкономической модели учитываются нормативные отчисления от стоимости соответствующих элементов оборудования ТНСУ, а также отчисления на реновацию и их ремонт. Для удобства расчётов эти отчисления нормируются единицей времени работы системы. Тогда для i -го элемента ТНСУ удельные суммарные отчисления от стоимости элемента оборудования можно представить как [5]

$$z_i = \frac{(k_{ni} + k_{pi})C_i}{\tau},$$

где κ_{ni} и κ_{pi} – соответственно нормативный коэффициент отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости i -го элемента; C_i – стоимость i -го элемента оборудования; τ – время работы системы (в качестве времени работы системы может быть принято время сушки, год эксплуатации или срок окупаемости).

Графическое представление термоэкономической модели в виде зон позволяет выразить стоимость элементов оборудования, удельные суммарные отчисления от стоимости этих элементов, а также эксергию, подводимую к каждой из зон, в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ТНСУ $e_{вл}$ и от воздействующих на рассматриваемую зону оптимизирующих переменных.

Основной поток эксергии проходит через ключевые элементы ТНСУ от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта. Обозначения на рис. 2 означают: $Q_{и} = f(e_{вл}, \Delta i_{и})$ – холодопроизводительность испарителя; $Q_{кд} = f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и})$ – теплопроизводительность конденсатора; $e_{рт}^н = f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и})$ – количество эксергии, которое должно быть подведено к рабочему телу в испарителе (зоне 2); $e_{в}^н = f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и})$ – количество эксергии, которое должно быть подведено сушильным агентом к испарителю (зоне 1); $d_{мп} = f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и})$ – потери эксергии вследствие механических потерь в механизме компрессора; $d_{др} = f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и})$ – потери эксергии в процессе дросселирования; T_{oc} – температура окружающей среды; $s_{э}$ – тариф на электроэнергию.

Аналогично, величины стоимости элементов оборудования ТНСУ C_i , удельных суммарных отчислений от стоимости этих элементов z_i и количества эксергии, подводимой к отдельным элементам установки e_i , могут быть в общем виде записаны следующими функциональными выражениями:

$$\begin{aligned} e_{в} &= f(e_{вл}); & C_{в} &= f(e_{вл}); & z_{в} &= f(e_{вл}); \\ C_{кд} &= f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и}); & z_{кд} &= f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и}); \\ e_{км} &= f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и}); & C_{км} &= f(e_{вл}, \Delta i_{и}); & z_{км} &= f(e_{вл}, \Delta i_{и}); \\ C_{и} &= f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и}); & z_{и} &= f(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_{и}, \delta T_{и}). \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь величины $z_{в}$, $z_{кд}$, $z_{км}$ и $z_{и}$ обозначают удельные суммарные отчисления от стоимости соответственно вентилятора сушильного агента $C_{в}$, конденсатора $C_{кд}$, компрессора $C_{км}$ и испарителя $C_{и}$.

При решении задачи оптимизации стационарных режимов работы ТНСУ с учетом сделанных выше допущений и принятых обозначений принятая в качестве целевой функции величина приведенных затрат может быть найдена по формуле

$$PZ = [s_{э}(e_{км} + e_{в}) + z_{км} + z_{и} + z_{кд} + z_{в}] \tau + C_{км} + C_{и} + C_{кд} + C_{в}. \quad (3)$$

Анализ работы ТНСУ показывает, что затраты электрической энергии на привод двигателей компрессора и вентилятора и величины теплопередающей поверхности теплообменных аппаратов, производительность компрессора и вентилятора, определяющие их стоимость, зависят от режима работы установки, а значит, от температурных напоров и от изменения энтальпии сушильного агента в теплообменных аппаратах. Поэтому выражение (3) является функцией выбранных оптимизирующих переменных.

Термоэкономические расчеты позволяют упростить построение аналитических выражений, описывающих взаимосвязь между целевой функцией и всеми оптимизирующими переменными, и свести задачу оптимизации к определению безусловного экстремума функции приведенных затрат.

Для нахождения экстремума частные производные от функции приведенных затрат (3) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю.

$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta i_{и}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{и}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{кд}} = 0. \quad (4)$$

При решении системы (4) выражения (2) должны быть представлены в виде развернутых аналитических соотношений, математически описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах системы. Для идентификации теплофизических свойств рабочего тела и сушильного агента в выражениях (2) необходимо задаться приближительными значениями оптимизирующих параметров. По полученным в результате решения температурам необходимо оценить расхождения в значениях теплофизических свойств и, при необходимости, перезадаваться уточненными значениями и повторить расчет.

Подстановка полученных в развернутой форме выражений (2) в систему уравнений (4) позволяет получить однозначное аналитическое решение, которое используется для формулирования необходимых условий минимума функции приведенных затрат и пригодно для любой парокompрессионной ТНСУ, работающей по рассматриваемой схеме.

Работоспособность предложенной термоэкономической модели парокompрессионной ТНСУ проверена при решении задачи оптимизации режимных параметров эксплуатации ТНСУ-Б 1-0,8 (см. рис. 1).

Значения оптимизирующих параметров, по которым предварительно принимались теплофизические свойства рабочего тела и сушильного агента, были определены в результате испытаний действующей модели ТНСУ-Б 1-0,8:

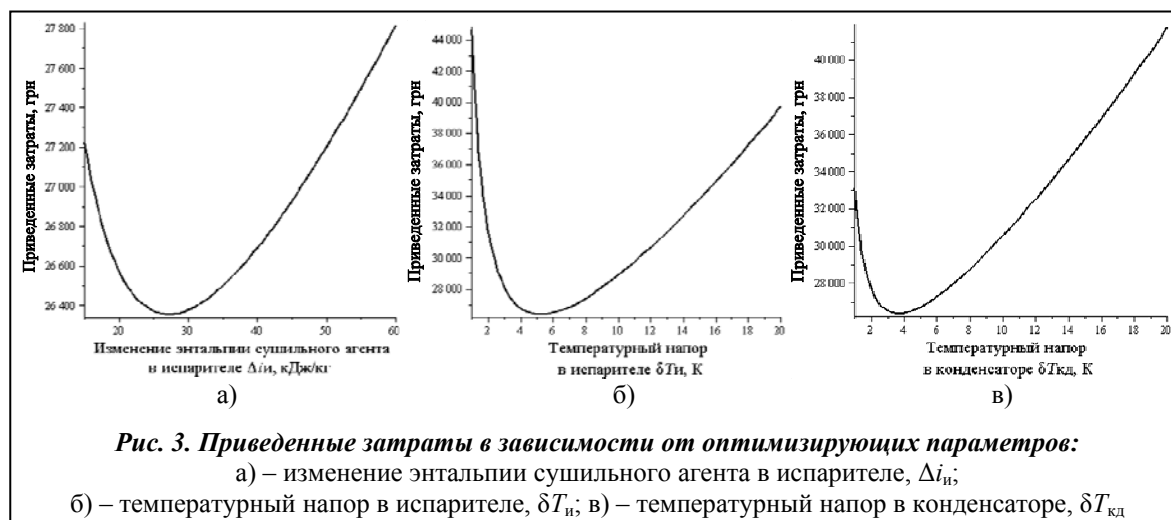
- изменение энтальпии сушильного агента в испарителе, $\Delta i_{и} = 45$ кДж/кг;
- температурный напор в испарителе, $\delta T_{и} = 9,8$ К;
- температурный напор в конденсаторе, $\delta T_{кд} = 9,5$ К.

Полученные в результате решения системы уравнений (4) значения оптимизирующих параметров позволили перезадаваться величинами теплофизических свойств рабочего тела и сушильного агента и повторить расчет.

Окончательно были получены следующие значения оптимизирующих параметров:

- изменение энтальпии сушильного агента в испарителе, $\Delta i_{и} = 27,1$ кДж/кг;
- температурный напор в испарителе, $\delta T_{и} = 5,23$ К;
- температурный напор в конденсаторе, $\delta T_{кд} = 3,66$ К.

На рис. 3 проиллюстрированы зависимости целевой функции от каждой из рассчитанных оптимизирующих переменных при подстановке в уравнение приведенных затрат (3) найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных. На графиках четко прослеживаются минимумы функции приведенных затрат, координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму функции приведенных затрат, а по оси абсцисс – оптимальному значению данной оптимизирующей переменной.



По полученным в результате решения значениям оптимальных параметров можно легко оценить влияние каждого элемента схемы на цену конечного продукта. Для этого необходимо подставить полученные оптимальные значения оптимизирующих переменных в соответствующие выражения (2). Это имеет важное практическое значение, так как дает возможность выделить те элементы схемы ТНСУ или статьи расходов, которые оказывают основное влияние на цену получаемой теплоты, необходимой для испарения требуемого количества влаги из материала. Кроме того, на основе рассчитанных оптимальных параметров цикла ТНСУ возможно подобрать рациональные значения величин площадей теплообменных аппаратов и установочных мощностей компрессора и вентилятора установки [6].

Решение задачи термoeкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации ТНСУ-Б 1-0,8 позволит при дальнейшей модернизации и замене наиболее энергетически неэффективных элементов схемы снизить расчетную величину приведенных затрат за 7 лет эксплуатации на 22,4% за счет более рационального распределения энергетических потоков в ТНСУ и снижения влияния необратимости в её элементах.

Заключение

Сопоставление полученных в результате решения системы уравнений (4) значений оптимизирующих параметров Δi_n , $\delta T_{кд}$ и δT_n и данных, полученных в результате испытаний действующей модели ТНСУ-Б 1-0,8, показало наличие возможности дальнейшего улучшения конструкции и режимных параметров эксплуатации установки. Это улучшение может заключаться в таком подборе основного оборудования для последующих моделей сушильной установки данного типа, который обеспечил бы оптимальное соотношение между величинами единовременных капитальных затрат на постройку установки и эксплуатационных затрат на работу оборудования в течение расчетного времени работы системы при соблюдении технологических и термодинамических требований к установке.

Литература

1. Гинзбург А. С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов / А. С. Гинзбург. – М.: Пищевая пром-сть, 1973. – 243 с.
2. Blaise J. C. Le sechage du bois par pompe a chaleur / J. C. Blaise, P. Smadia, F. Ruiz // Inform. Bois. – 1989. – № 756. – P. 38–46.
3. Мацевитый Ю. М. Термoeкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, М. А. Кузнецов // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 42–51.
4. Чайченец Н. С. Методика эксергетического анализа теплонасосных сушильных установок / Н. С. Чайченец // Холодил. техника. – 1990. – № 11. – С. 21–25.
5. Оносовский В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок / В. В. Оносовский. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодил. пром-сти, 1990. – 205 с.
6. Проценко В. П. Выбор оптимальных температурных напоров в теплообменниках теплонасосной установки / В. П. Проценко, Н. А. Ковылкин // Холодил. техника. – 1985. – № 6. – С. 11–14.

Поступила в редакцию
26.12.12