

РУДОБАШТА СТАНИСЛАВ ПАВЛОВИЧ, докт. техн. наук, профессор

E-mail: rudobashta@mail.ru

МУРАВЛЕВА ЕКАТЕРИНА АЛЕКСАНДРОВНА, аспирант

E-mail: katya.muravleva@gmail.com

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, ул. Тимирязевская, 49, Москва, 127550, Российская Федерация

ФЕРМЕРСКАЯ ТЕПЛОНАСОСНАЯ СУШИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Представлена принципиальная схема фермерской зерносушилки, содержащей в своем составе парокомпрессионный тепловой насос, который в зимний период используется также для отопления фермерского дома. Выполнен термодинамический анализ работы теплового насоса в составе фермерской сушилки при условиях, что температура сушильного агента на входе в сушилку равна 60°C и испаритель теплового насоса расположен в грунте, температура которого равна 8°C. Температура кипения хладагента в испарителе на 5°C ниже температуры грунта и составляет 3°C. В процессе сжатия хладагента в компрессоре до давления 11,02 бар его температура повышается до 70°C. В процессе конденсации пара воздух, проходящий через сушильную камеру (сушильный агент), нагревается до 60...63°C. В качестве хладагента, исходя из сравнительного анализа свойств различных хладагентов, экологической безопасности, рабочего диапазона температур, сравнительно невысокого давления на линии сжатия и наличия на рынке, был выбран хладон R600a ($\text{CH}(\text{CH}_3)_5$). Построен термодинамический цикл теплового насоса, из которого рассчитаны энергетические показатели установки и коэффициент преобразования энергии, равный 2,98. На основании анализа термодинамического цикла установлено, что применение теплового насоса позволяет сэкономить 66,4% энергии, затрачиваемой на сушку семян кукурузы. Выполненный тепловой анализ работы теплового насоса в составе сушильной установки периодического действия показал целесообразность ее применения в фермерском хозяйстве.

Ключевые слова: теплонасосная сушильная установка, периодически действующая фермерская зерносушилка, принципиальная схема, термодинамический анализ цикла.

Введение. Одним из возможных способов повышения эффективности теплоснабжения фермерского хозяйства является использование теплового насоса в качестве источника тепловой энергии. Тепловой насос в холодный период года может быть использован для отопления фермерского дома, а в теплый период года, когда отопление дома не требуется, его можно применять для хозяйственных нужд, например, для сушки семян – в хозяйствах, в которых производится семенное зерно. Источником низкопотенциальной теплоты в тепловом насосе может служить наружный воздух с температурой t от -15 до $+15^\circ\text{C}$, подпочвенные воды ($t = 4...10^\circ\text{C}$), грунтовые воды (в средней полосе России $t > 8^\circ\text{C}$), озерная и речная вода ($t = 0...10^\circ\text{C}$), поверхностный ($t = 0...10^\circ\text{C}$) и глубинный (более 20 м) грунт ($t = 10^\circ\text{C}$) [1]. Согласно проведенным расчетам, средний срок окупаемости теплового насоса (ТН) с вертикальным коллектором при длительности отопительного периода 250 дней, характерной для большинства регионов средней полосы России, и мощности, отдаваемой тепловым насосом $\Phi = 20$ кВт, в среднем по стране составляет 12 лет, для ТН с горизонтальным коллектором – 8 лет, для систем «воздух-вода» – 3 года. Эти данные сви-

детельствуют о перспективности применения тепловых насосов в фермерских хозяйствах для целей отопления фермерского дома. Эта эффективность еще более возрастает, если тепловой насос в летний, не отопительный, период использовать для хозяйственных нужд.

Цель исследования – теплотехнический анализ применения теплового насоса в фермерском хозяйстве для целей сушки семенного зерна (на примере сушки зерна кукурузы).

В настоящее время используется две технологии сушки кукурузы: в зерновом слое и в початках. Сушка в зерновом слое в большей степени поддается механизации и поэтому более технологична. Именно этот способ сушки рассматривается в работе. Рассчитаем и проанализируем энергетические характеристики фермерской теплонасосной сушильной установки (ТНСУ). Поскольку тепловая мощность, производимая тепловым насосом, невелика (десятки киловатт), теплонасосная сушильная установка может быть применена при небольших партиях высушиваемого материала в фермерских хозяйствах.

Теплонасосные сушильные установки в последнее время привлекают внимание исследователей,

им, в частности, посвящены работы (цитируются в хронологическом порядке) [2-6], в которых рассматриваются различные технологические схемы сушильных установок [2], оценивается их энергетическая эффективность [3, 4, 6], вопросы экологической безопасности [5], конструктивное исполнение [7].

Материал и методы. Приведен анализ технологической схемы ТНСУ и ее энергетических показателей при использовании в фермерском хозяйстве для сушки семян – на примере сушки зерна кукурузы. В условиях фермерского хозяйства при небольших объемах высушиваемой продукции (семена) целесообразно применение сушилки периодического действия с псевдооживленным (кипящим) слоем, который обеспечивает равномерность условий сушки по всему рабочему объему аппарата и снимает взаимную экранировку высушиваемых частиц. Рассматривается именно этот тип сушилки в составе ТНСУ. Периодическая работа сушилки упрощает ее технологическое оснащение вспомогательным оборудованием (например, можно обойтись без загрузочной и разгрузочной норий, бункеров для влажного и высушенного зерна), что важно для фермерского хозяйства.

Выбор кукурузы как объекта исследования обусловлен следующим: 1) кукуруза является в России вторым по объемам производства (после пшеницы) зерновым продуктом; 2) условия произрастания кукурузы во многих регионах и климатических ус-

ловиях страны таковы, что после уборки ее с поля требуется сушка до кондиционной влажности перед закладкой на хранение. Согласно ГОСТ, влажность кукурузы w (в расчете на общую массу), поставляемой для переработки в крупу и муку, должна составлять $w = 15\%$ [7]. Влажность же кукурузы, собранной с поля, во многих случаях составляет $w_{н} = 20...28\%$, избыточная влага должна быть удалена путем сушки.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема фермерской зерносушилки, содержащей в своем составе парокомпрессионный тепловой насос. В испарителе *И* хладагент испаряется за счет подводимой теплоты из окружающей среды, затем через переохладитель *П* поступает в компрессор *Км*. После сжатия в компрессоре, где хладагент нагревается, он поступает в конденсатор *Кн*, в котором в процессе конденсации пара теплота отдается воздуху, который в свою очередь проходит через сушильную камеру (сушильный агент). Схема предусматривает переохлаждение хладагента в переохладителе *П*, в котором хладагент, поступающий в него из компрессора, переохлаждается (по сравнению с температурой конденсации) за счет теплового контакта с хладагентом, выходящим из испарителя *И*. Переохлаждение дает возможность повысить коэффициент трансформации теплоты в тепловом насосе. С помощью блока управления *БУ* регулируются температура и скорость теплоносителя, проходящего через сушильную камеру *СК*.

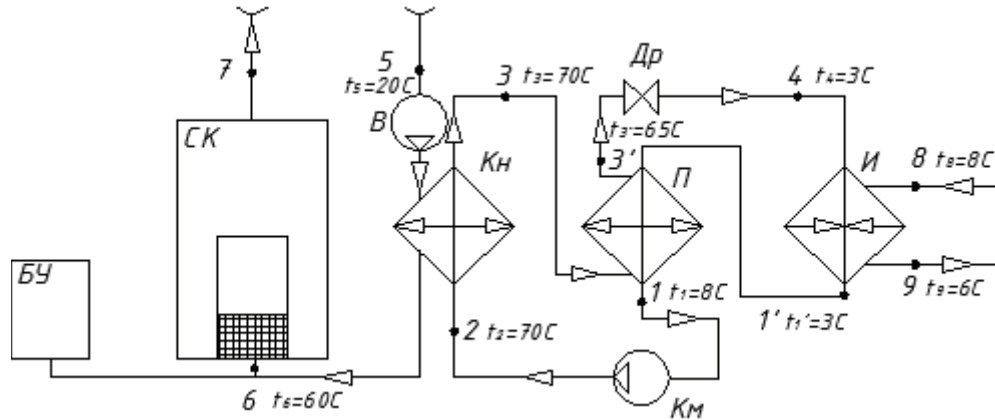


Рис. 1. Принципиальная схема фермерской зерносушильной установки с применением теплового насоса: Км – компрессор; Кн – конденсатор; П – переохладитель; Др – дроссель; И – испаритель; СК – сушильная камера; В – вентилятор; БУ – блок управления; 1-4 – температура фреона (1 – перед компрессором, 2 – после компрессора, 3 – после конденсатора, 4 – после дросселя); 5-7 – температура воздуха (5 – атмосферного, 6 – после нагрева в конденсаторе, 7 – на выходе из сушилки); 8-9 – температура грунтовой воды (8 – на входе в испаритель, 9 – на выходе из испарителя)

Как показывает анализ схемы ТНСУ, при характерных значениях температур в различных частях установки с помощью теплового насоса можно нагреть воздух, подаваемый в сушилку, до температуры ~ 60...63°C (отметим, что температура высушиваемого материала при этом будет примерно на 10°C ниже). Предельно допустимая температура

нагрева зерна кукурузы при сушке зависит от назначения зерна. При ее переработке в крахмалопаточном производстве кукуруза при сушке не должна нагреваться выше 45°C, а кормовое зерно при сушке может быть нагрето до 50°C [8]. Выполненный тепловой анализ ТНСУ показал, что с помощью теплового насоса можно нагреть воздух до той тем-

пературы, которая требуется в зависимости от технологического назначения кукурузы.

Применение теплового насоса позволяет существенно сэкономить потребление электрической энергии по сравнению с использованием электрокалорифера, поскольку в данном случае она расходуется только на привод компрессора и грунтового насоса. Конкретная экономия электроэнергии зависит от коэффициента преобразования теплового насоса ψ . Оценим величину этого коэффициента для значений температур, указанных на рисунке 1. Выполним для этого термодинамический анализ работы теплового насоса в составе фермерской сушилки для сушки кукурузы. Примем, что суточная производительность по высушиваемому влажному зерну кукурузы $G_{\text{сут}} = 900$ кг; масса кукурузы, загружаемой в аппарат, $G_{\text{н}} = 75$ кг; начальная влажность кукурузы $w_{\text{н}} = 0,20$ кг/(кг вл. материала); конечная влажность $w_{\text{к}} = 0,15$ кг/(кг вл. материала); тепловой насос парокомпрессионного типа, его испаритель расположен в грунте, температура которого равна 8°C . Компрессор засасывает сухой насыщенный пар, температура сушильного агента на входе в сушилку равна 60°C .

В качестве хладагента, исходя из сравнительного анализа свойств различных хладагентов, термодинамические свойства которых представлены в [5], выберем хладон R600a (химическая формула $\text{C}_2\text{H}_5\text{F}$, критическая температура $t_{\text{кр}} = 135,92^{\circ}\text{C}$, критическое давление $36,85$ бар). При его выборе (в сравнении с другими хладагентами) руководствовались экологической безопасностью (в сравнении с фреоном 12), рабочим диапазоном температур, наиболее подходящим для работы в составе рассматриваемой сушильной установки, сравнительно невысоким давлением на линии сжатия, наличием на рынке.

Результаты и обсуждение. Были определены параметры хладона R600a в характерных точках цикла, которые занесены в таблицу. Для определения термодинамических параметров хладона на линиях насыщения использовали табличные данные из [5], а для влажного и перегретого пара – s, t -диаграмму хладона R600a и известные термодинамические формулы [9]. Задаем температуру испарения хладона R600a в испарителе $t_4 = 3^{\circ}\text{C}$, что ниже температуры грунтовой воды (на входе в испаритель 8°C , а на выходе – 6°C). Температуре кипения хладона R600a $t_4 = 3^{\circ}\text{C}$ соответствует давление насыщения $p_4 = 1,755$ бар.

Примем, что в переохладителе $П$ пар хладона R600a, поступающий в него после дросселя $Др$, переохлаждается на 5°C (с 70 до 65°C), а пар хладона после испарителя соответственно перегревается также на 5°C (с 3 до 8°C). На пересечении изобары $p_4 = p_1 = 1,755$ бар и изотермы $t_1 = 8^{\circ}\text{C}$ в s, t -диаграмме хладона R600a [5] находим положение точки 1 и далее по диаграмме считываем значения $s_1 = 2,336$ кДж/(кг·К) и $h_1 = 568,3$ кДж/кг. Проводим далее адиабату 1-2 до изотермы $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ (температура $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ была выбрана в качестве рабочей

в конденсаторе) и находим положение точки 2 в диаграмме. Изотерме $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ соответствует давление $p_2 = 11,02$ бар. Как видно из s, t -диаграммы, после сжатия в компрессоре пар фреона из перегретого становится влажным.

Адиабатному процессу сжатия пара хладона R600a в компрессоре соответствует удельная адиабатная работа

$$l_a = h_2 - h_1 = 642,2 - 568,3 = 73,9 \text{ кДж/кг}, \quad (1)$$

где h_2 – энтальпия влажного пара хладона R600a в точке 2, равная [5, 9]

$$h_2 = h'_2 + rx = 375,2 + 273,77 \cdot 0,975 = 642,2 \text{ кДж/кг}, \quad (2)$$

где h'_2 – энтальпия жидкого хладона R600a на линии насыщения при температуре $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ [5]; r – теплота парообразования хладона R600a при температуре $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ [5]; x – степень сухости пара хладона R600a в точке 2, найденная из цикла, изображенного на рисунке 2.

В реальном компрессоре имеет место политропное сжатие из-за внутреннего трения. Примем внутренний (индикаторный) КПД компрессора равным $\eta_{\text{к.и}} = 0,89$, тогда индикаторная (внутренняя) работа компрессора, соответствующая политропному сжатию, составит:

$$l_{\text{п}} = \frac{l_a}{\eta_{\text{к.и}}} = \frac{73,9}{0,89} = 83,0 \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Работа трения превращается в теплоту, которая количественно равна $q_{\text{внут}} = l_{\text{п}} - l_a = 9,1$ кДж/кг. Она расходуется на испарение жидкой фазы фреона и на перегрев насыщенного пара на величину $q_{\text{пер}}$ – при давлении $p_2 = 11,02$ бар. Запишем баланс энергии для этого превращения:

$$q_{\text{внут}} = (h'' - h_2) + q_{\text{пер}}, \quad (4)$$

где $h'' = 649,2$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара фреона при давлении $p_2 = 11,02$ бар [5]. Из уравнения (4) получаем теплоту, идущую на перегрев пара фреона при давлении $p_2 = 11,02$ бар: $q_{\text{пер}} = 2,1$ кДж/кг.

Зная величину $q_{\text{пер}}$, рассчитаем энтальпию перегретого пара фреона при давлении $p_2 = 11,02$ бар:

$$h_2 = h'' + q_{\text{пер}} = 649,2 + 2,1 = 651,3 \text{ кДж/кг}. \quad (5)$$

По s, t -диаграмме хладона R600a находим энтропию перегретого пара в точке 2': $s_2' = 2,366$ кДж/(кг·К).

Энтропию жидкого хладона R600a в точке 3 определяем при температуре 70°C по таблицам из [5]: $s_3 = 1,563$ кДж/(кг·К), энтальпия в этой точке равна $h_3 = h'_2 = 375,2$ кДж/кг.

При температуре $t_3 = 65^{\circ}\text{C}$ энтальпия жидкого хладона R600a в состоянии насыщения, согласно таблицам в [5], равна $h_{3'} = 361,2$ кДж/кг. При дросселировании изменения энтальпии не происходит,

поэтому $h_4 = h_3 = 361,2$ кДж/кг. Проведя изоэнтальпию в s, t -диаграмме хладагента R600a до изотермы $t = 3^\circ\text{C}$, получим положение точки 4 в цикле и далее, пользуясь этой диаграммой, определим по ней

степень сухости пара в точке 4: $x_4 = 0,44$ и энтропию $s_4 = 1,583$ кДж/(кг · К).

Результаты определения термодинамических параметров заносим в таблицу.

Параметры хладагента R600a в характерных точках цикла при работе теплового насоса в составе фермерской зерносушилки

Номер точки в цикле	Температура t , °C	Давление p , бар	Энтропия s , кДж/(кг · К)	Энтальпия h , кДж/кг
1'	3	1,755	2,3025	559,7
1	8	1,755	2,336	568,3
2	70	11,02	2,336	642,2
2'	75	11,02	2,366	651,3
3	70	11,02	1,563	375,2
3'	65	11,02	1,522	361,2
4	3	1,755	1,583	361,2

По параметрам хладагента R600a, приведенным в таблице, в s, t -диаграмме для этого хладагента [5] был построен термодинамический цикл работы теплового насоса, работающего в составе фермерской ТНСУ, показанный на рисунке 2.

Линии цикла, показанного на рисунке 2, изображают следующие процессы: 1-2 – адиабатное сжатие фреона в компрессоре $Км$; 1-2' – политропное сжатие его в компрессоре $Км$, учитывающее внутренние тепловыделения из-за трения; 2'-2 – охлаждение перегретого пара фреона в конденсаторе $Кн$;

2-3 – конденсация пара фреона в конденсаторе $Кн$; 3-3' – переохлаждение жидкого фреона в переохладителе; 3'-4 – дросселирование фреона при прохождении его через дроссель $Др$; 4-1' – испарение фреона в испарителе $И$; 1'-1 – перегрев пара фреона в переохладителе $П$. Как видно из рисунка 2, температура кипения хладагента в испарителе равна 3°C , что обеспечивает приток теплоты из грунта, имеющего температуру (как принято в анализе) 8°C . Этот приток теплоты требуется для кипения хладагента в испарителе.

кДж/кг

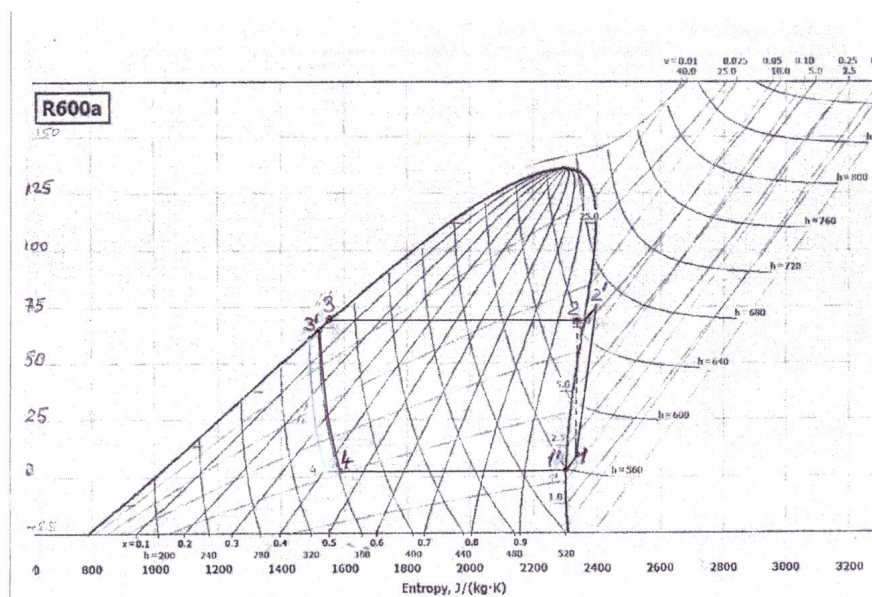


Рис. 2. Изображение цикла теплового насоса в s, t -диаграмме хладагента R600a (точки на диаграмме соответствуют точкам на схеме рисунка 1)

Таким образом, термодинамический анализ цикла работы теплового насоса на хладоне R600a показал, что при использовании грунтовой воды, поступающей в испаритель при температуре 8°C, можно нагреть сушильный агент (воздух) до температуры 60°C.

На основе данных таблицы были рассчитаны энергетические показатели рассматриваемой ТНСУ:
– теплота, воспринимаемая 1 кг хладагента от грунта,

$$q_{1'4} = h_{1'} - h_4 = 559,7 - 361,2 = 198,5 \text{ кДж/кг}; \quad (6)$$

– теплота, отдаваемая 1 кг хладагента в конденсаторе,

$$q_{23} = h_2 - h_3 = 651,3 - 375,2 = 276,1 \text{ кДж/кг}. \quad (7)$$

Эффективная удельная работа компрессора, учитывающая механические потери l_e

$$l_e = l_n / \eta_m = 83,0 / 0,90 = 92,22 \text{ кДж/кг}, \quad (8)$$

где $\eta_m = 0,90$ – механический КПД компрессора.

При работе теплового насоса с грунтовым теплообменником (испарителем) потребляется мощность насосом, прокачивающим грунтовую воду через теплообменник, что понижает коэффициент преобразования энергии. Для оценки величины мощности, потребляемой этим насосом, был выполнен технологический расчет ТНСУ для сушки кукурузы от начальной влажности $w_n = 0,20$ кг/(кг вл. материала) до конечной влажности $w_k = 0,15$ кг/(кг вл. материала) в аппарате с псевдооживленным слоем при загрузке кукурузой массой $G_n = 75$ кг.

Для этих данных было найдено, что расход сушильного агента (воздуха), обеспечивающий рабочую скорость псевдооживления, равен $v = 2,3$ м/с. При принятом в этом расчете диаметре сушилки $D = 0,6$ м расход воздуха, соответствующий скорости $v = 2,3$ м/с, составляет $L = 2725$ кг/ч = $0,757$ кг/с. Тогда тепловая мощность, передаваемая воздуху хладонном в конденсаторе (с учетом теплопотерь в окружающую среду):

$$\Phi = a L c_c (t_{c,n} - t_{c,0}) = 1,05 \cdot 1,01 \cdot 0,757 (60 - 15) = 36,1 \text{ кВт}, \quad (9)$$

где $a = 1,05$ – коэффициент, учитывающий теплопотери конденсатором в окружающую среду; $t_{c,n} = 60$, $t_{c,0} = 15$ – температура воздуха на выходе из конденсатора и атмосферного соответственно, °С.

Кинетический расчет сушилки показал, что продолжительность сушки одной партии материала (с учетом операций загрузки и выгрузки материала) составляет $\tau = 25$ мин. Для обеспечения выбранной суточной производительности по высушиваемому зерну $G_{сут} = 900$ кг она должна совершить 12 циклов работы, что укладывается в диапазон дневного времени.

Расход хладагента через конденсатор, обеспечивающий подвод тепловой мощности Φ :

$$G = \frac{\Phi}{q_{23}} = \frac{36,1}{276,1} = 0,131 \text{ кг/с}. \quad (10)$$

Тепловая мощность, отбираемая тепловым насосом от грунта:

$$\Phi_n = G \cdot q_{1'4} = 0,131 \cdot 198,5 = 26,0 \text{ кВт}. \quad (11)$$

Эффективная мощность, потребляемая компрессором теплового насоса:

$$N = G \cdot l_e = 0,131 \cdot 92,22 = 12,0 \text{ кВт}. \quad (12)$$

С целью определения работы насоса, прокачивающего грунтовую воду через испаритель, найдем удельный расход грунтовой воды через него – из теплового баланса теплообменника:

$$G(h_{1'} - h_4) = G_b(h_{b,n} - h_{b,k}), \quad (13)$$

откуда

$$G_b = \frac{G(h_{1'} - h_4)}{h_{b,n} - h_{b,k}} = \frac{0,131(559,7 - 361,2)}{33,52 - 25,14} = 3,10 \text{ кг/с}, \quad (14)$$

где $h_{b,n} = 33,52$; $h_{b,k} = 25,14$ – энтальпия воды (кДж/кг) соответственно при 8 и 6°C.

Удельная работа насоса, прокачивающего грунтовую воду через теплообменник (в расчете на 1 кг циркулирующего хладагента):

$$l_{нас} = \frac{G_b \Delta p}{\rho_b \eta_{нас}} \cdot \frac{1}{G} = \frac{3,10 \cdot 10,0}{999,8 \cdot 0,6} \cdot \frac{1}{0,131} = 0,394 \text{ кДж/(кг фреона)}. \quad (15)$$

где Δp – гидравлическое сопротивление теплообменника, которое, ориентируясь на результаты расчетов в [9], примем равным $\Delta p = 10,0$ кПа; $\eta_{нас} = 0,6$ [10] – КПД насоса; $\rho_b = 999,8$ кг/м³ – плотность воды при 7°C.

Зараты электроэнергии на привод грунтового насоса невелики по сравнению с таковыми на привод компрессора и составляют ~0,4%.

Суммарная удельная работа, потребляемая тепловым насосом:

$$l = l_e + l_{нас} = 92,22 + 0,394 = 92,61 \text{ кДж/кг}, \quad (16)$$

а суммарная электрическая мощность, потребляемая тепловым насосом ТНСУ:

$$N_{т.н} = G \cdot l = 0,131 \cdot 92,61 = 12,1 \text{ кВт}. \quad (17)$$

Коэффициент преобразования энергии, учитывающий электрическую мощность, потребляемую грунтовым насосом:

$$\psi = q_{23} / l = 276,1 / 92,61 = 2,98. \quad (18)$$

Таким образом, экономия энергозатрат на нагрев сушильного агента за счет применения теплового насоса составляет

$$\delta\Phi = 100(1 - \frac{1}{\psi}) = 100(1 - \frac{1}{2,98}) = 66,4 \%. \quad (19)$$

Отметим, что выше рассмотрена прямоточная схема сушильной установки, при которой отработан-

ный сушильный агент выбрасывается в атмосферу. Применение схемы с частичной рециркуляцией сушильного агента позволяет дополнительно сэкономить энергию, затрачиваемую на сушку (при кратности рециркуляции $n_p = 1$ экономия составляет ~30% от теплоты, затрачиваемой на нагрев сушильного агента [9]). Это дает возможность еще более повысить энергетическую эффективность рассматриваемой фермерской зерносушилки: при необходимой тепловой мощности на подогрев воздуха без рециркуляции $\Phi = 36,1$ кВт она снизится в схеме с рециркуляцией до $\Phi_p = 24$ кВт, что приведет к уменьшению расхода хладагента до $G_p = \Phi_p / q_{23} = 24 / 276,1 = 0,087$ кг/с и соответственно к уменьшению мощ-

ности, потребляемой компрессором, до величины $N_p = G_p \cdot l_e = 0,087 \cdot 92,22 = 8,02$ кВт. Уменьшение теплопроизводительности теплового насоса, расхода хладагента и потребляемой электрической мощности будет являться следствием выбора теплового насоса существенно меньшей производительности и металлоемкости, а следовательно, и более дешевого. При относительно высокой стоимости тепловых насосов данное обстоятельство имеет большое практическое значение, которое показывает целесообразность использования частичной рециркуляции сушильного агента в ТНСУ. Схема ТНСУ с частичной рециркуляцией сушильного агента показана на рисунке 3.

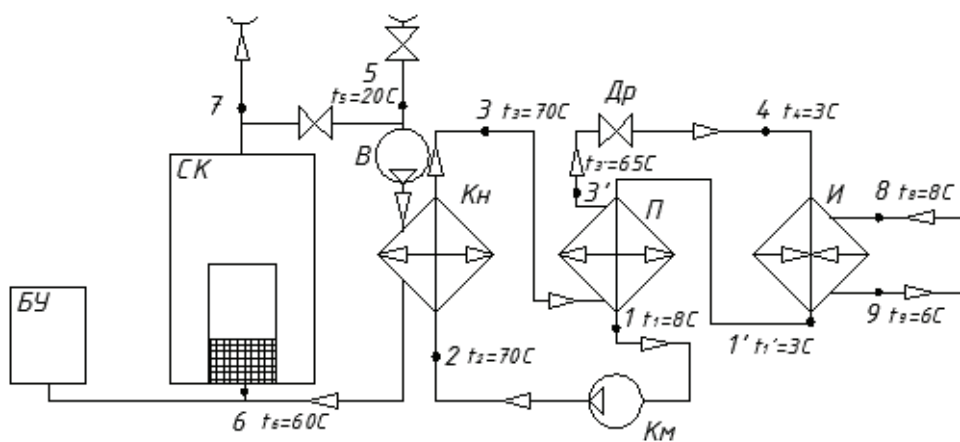


Рис. 3. Принципиальная схема фермерской зерносушильной установки с применением теплового насоса с частичной рециркуляцией сушильного агента

Известно, что теплота, отнимаемая непрерывно работающим тепловым насосом от грунта, год от года падает за счет захлаживания грунта, охлаждающего трубы грунтового теплообменника. Однако в рассматриваемом случае, когда тепловой насос эксплуатируется только в зимний (холодный) период года (для целей отопления фермерского дома) и в короткий теплый период года (примерно в течение одного месяца при сборе урожая кукурузы), имеются достаточно длительные периоды, когда тепловой насос не эксплуатируется (после конца отопительного периода до начала сбора урожая кукурузы и после него – до начала нового отопительного периода). В эти простойные периоды тепловой потенциал грунта имеет возможность восстанавливаться.

При сушке кукурузы в аппарате с псевдооживленным слоем электроэнергия затрачивается на продувку воздуха через слой кукурузы в сушилке. Применительно к рассматриваемой сушилке была рассчитана электрическая мощность, потребляемая вентилятором. Для этого по формулам О.М. Тодеса [11] были найдены скорость начала псевдооживления (критическая скорость) и скорость уноса, которые оказались соответственно

равными: $v_{кр} = 1,54$ м/с и $v_y = 13$ м/с. Исходя из этих скоростей была выбрана рабочая скорость воздуха $v = 2,3$ м/с, обеспечивающая число псевдооживления $\psi = 1,5$.

Перепад давления потока воздуха $\Delta p_{сл}$ (Па), проходящего через псевдооживленный слой:

$$\Delta p_{сл} = \rho g(1 - \varepsilon_0)H_0 = 1075 \cdot 9,81(1 - 0,4) \cdot 0,41 = 2594 \text{ Па}, \quad (20)$$

где $\rho = 1070$ кг/м³ – истинная плотность зерен кукурузы (по результатам собственных измерений), кг/м³; $H_0 = 0,41$ м – высота неподвижного слоя кукурузы, принятая в расчете.

Перепад давления в газораспределительной решетке примем равным $\Delta p_p = 0,4\Delta p_{сл} = 1038$ Па, следовательно, общее гидравлическое сопротивление аппарата равно $\Delta p_{ан} = 2632$ Па. К этому необходимо добавить гидравлическое сопротивление конденсатора и подводящего воздуховода, которые оценим как $\Delta p_{дон} = 1000$ Па [10]. Суммарное сопротивление воздушной линии, таким образом, равно

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_{ан} + \Delta p_{дон} = 2632 + 1000 = 3632 \text{ Па}. \quad (21)$$

Электрическая мощность, затрачиваемая на про-
дувку воздуха через аппарат:

$$N_{\text{ап}} = \frac{L\Delta p_{\text{общ}}}{\rho_c \eta_{\text{вен}}} 10^{-3} = \frac{0,757 \cdot 3632}{1,165 \cdot 0,6} \cdot 10^{-3} = 3,93 \text{ кВт}, \quad (22)$$

где $\rho_c = \rho_{\text{с.н}} = \rho_{\text{с.0}} \frac{273}{273 + t_{\text{с.н}}} = 1,293 \frac{273}{273 + 60} = 1,165 \text{ кг/м}^3$ –
плотность сушильного агента (воздуха) на входе в су-
шилку; $\eta_{\text{вен}} = 0,6$ – КПД вентилятора [10].

Суммарная электрическая мощность, потребляе-
мая ТНСУ:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{ап}} + N_{\text{т.н}} = 3,93 + 12,1 = 16,03 \text{ кВт}. \quad (23)$$

При применении схемы с рециркуляцией су-
шильного агента она снижается до величин

$$N_{\Sigma, \text{р}} = N_{\text{ап}} + N_{\text{т.н.р}} = 3,93 + 8,02 = 11,95 \text{ кВт}. \quad (24)$$

Выводы

1. Проведенный анализ показывает, что тепло-
вой насос, работающий на хладоне R600a, позволя-
ет при температуре грунта 8°C нагревать сушиль-
ный агент в ТНСУ до 60°C при коэффициенте пре-
образования энергии $\psi = 2,98$.

2. Экономия электроэнергии, затрачиваемой на на-
грев сушильного агента, при этом составляет ~66,4%.

3. Затраты электроэнергии на привод грунто-
вого насоса невелики по сравнению с таковыми
на привод компрессора и составляют по сравнению
с последними ~0,4%.

4. Для ТНСУ с псевдооживленным слоем
для сушки кукурузы с массовой ее загрузкой в аппа-
рат 75 кг общие затраты электроэнергии на прове-
дение процесса (на работу теплового насоса и про-
дувку воздуха через сушилку) составляют ~16 кВт,
а при применении схемы с рециркуляцией ~12 кВт,
что приемлемо для эксплуатации сушилки в фер-
мерском хозяйстве.

5. Затраты электроэнергии на работу теплово-
го насоса, включая прокачку грунтовой воды через
испаритель, составляют в схеме без рециркуляции
сушильного агента ~75% от общих энергозатрат
в ТНСУ, а в схеме с рециркуляцией ~67,1%.

6. Отмечено, что вследствие периодичности
работы теплового насоса в фермерском хозяйстве
«захлаживание» грунта не будет приводить к сни-
жению во времени энергетических показателей ра-
боты теплового насоса.

7. Проведенный анализ показывает перспектив-
ность применения в фермерских хозяйствах ТНСУ
для сушки семян.

Библиографический список

1. Глушков А.А. Грунт, как источник низкотем-
пературного тепла // Материалы 57-й науч.-техн.
конференции студентов, аспирантов, молодых уче-
ных и специалистов УГНТУ. Уфа: УГНТУ, 2006.
С. 54.
2. Чайченец Н.С. Теплонасосные сушильные
установки для зерна. М.: ЦНИИТЭИ, 1990. 53 с.
3. Снежкин Ю.Ф. Некоторые пути повышения
энергетической эффективности теплотехнологий
(пленарный доклад) // Труды 4-й Международной
науч.-практ. конференции «Современные энергос-
берегающие тепловые технологии (сушка и термо-
влажностная обработка материалов) СЭТТ-2011». Москва, Россия, 20-23 сентября 2011 г. Т. 1.
С. 53-60.
4. Гаряев А.А. Оптимизация энергосберегаю-
щих схем установок конвективной сушки термола-
бильных материалов: Дис. ... канд. техн. наук. М.:
МЭИ, 2011.
5. Alves-Filho O. Heat Pump Drying: Theory, De-
sign and Industrial Application. Trondheim, Norway:
New Dry Tech, 2013. 378 p.
6. Установка для сушки древесины: Па-
тент № 147857 Рос. Федерация МПК F 26
B9/06 (2006.01) / С.А. Андреев, Ю.А. Судник,
С.П. Рудобашта, А.А. Семина. 2014112298/06; за-
явл. 01.04.2014; опубл. 20.11.2014. Бюл. № 32.
7. ГОСТ 13634-90 КУКУРУЗА. Требования
при заготовках и поставках. 2010. 10 с.
8. Резчиков В.А., Налеев О.Н., Савченко С.В.
Технология зерносушения. Под ред. д.т.н., проф.
В.А. Резчикова. Алматы: Алматинский технологи-
ческий ун-т, 2000. 363 с.
9. Рудобашта С.П. Теплотехника. 2-е изд., доп.
М.: Перо, 2015. 672 с.
10. Основные процессы и аппараты химиче-
ской технологии: Пособие по проектированию /
Под ред. д.т.н., проф. Ю.И. Дытнерского. М.: Хи-
мия, 1983.
11. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и те-
пловые основы работы аппаратов со стационарным
и кипящим зернистым слоем. М.; Л.: Химия, 1968.
510 с.

Статья поступила 12.10.2017

USING HEAT PUMP DRYERS IN FARMING

STANISLAV P. RUDOBASHTA, DSc (Eng), Professor

E-mail: rudobashta@mail.ru

YEKATERINA A. MURAVLEVA, a postgraduate student

E-mail: katya.muravleva@gmail.ru

Russian Timiryazev State Agrarian University; 127550, Timiryazevskaya Str., 49, Moscow, Russian Federation

The paper presents a schematic diagram of a farm grain dryer containing a steam compression heat pump, which can be also used for farmhouse heating in winter time. The authors have performed a thermodynamic analysis of the heat pump operation in farming dryers given the temperature of a drying agent at the dryer inlet is 60°C, and the heat pump evaporator is located in the ground with a temperature of 8°C. The boiling point of the refrigerant in the evaporator is 3°C, which is 5°C lower than the ground temperature. After compressing the refrigerant up to 11.02 bar in the compressor, its temperature rises to 70°C. During the condensation process, the air passing through the drying chamber (drying agent), is heated to 60...63°C. Freon R600a ($\text{CH}(\text{CH}_3)_3$) has been selected as a refrigerant basing on a comparative analysis of the properties of various refrigerants, environmental safety, an operating temperature range, comparatively low pressure in the compression line, and market availability. A thermodynamic cycle of the heat pump has been constructed as well, which has provided the grounds for calculating the energy parameters of the installation. It has been revealed that the power conversion coefficient is equal to 2.98 and that the use of a heat pump allows saving up to 66.4% of the power used for drying. The thermal analysis of the heat pump operation in a grain dryer working process has proved the efficiency of its application on the farm.

Key words: heat pump dryer, farm grain dryer of periodic operation, schematic diagram, thermodynamic cycle analysis.

References

1. Glushkov A.A. Grunt kak istochnik nizko-temperaturnogo tepla [Soil as a source of low-temperature heat]. *Materialy 57-y nauch.-tekhn. konferentsii studentov, aspirantov, molodykh uchenykh i spetsialistov UGNTU*. Ufa: UGNTU, 2006, P. 54. (in Rus.)
2. Chaychenets N.S. Teplonasosnyye sushil'nyye ustanovki dlya zerna [Heat pump installations for grain drying]. M.: TSNIITEI, 1990, 53 p. (in Rus.)
3. Snezhkin Yu.F. Nekotoryye puti povysheniya energeticheskoy effektivnosti teplotekhnologii (plenarnyy doklad) [Some ways of improving the energy efficiency of heat technologies (plenary report)]. *Trudy 4-y Mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konferentsii "Sovremennyye energosberegayushchiye teplovyye tekhnologii (sushka i termovlazhnostnaya obrabotka materialov) SETT-2011"*. Moscow, Rossiya, September 20-23, 2011, Vol. 1. Pp. 53-60. (in Rus.)
4. Garyayev A.A. Optimizatsiya energosberegayushchikh skhem ustanovok konvektivnoy sushki termolabil'nykh materialov [Optimization of energy-saving schemes of installations of convection drying thermolabile materials]: PhD (Eng) thesis. Moscow, MEI, 2011. (in Rus.)
5. Alves-Filho O. Heat Pump Drying: Theory, Design and Industrial Application. Trondheim, Norway: New Dry Tech, 2013. 378 p.
6. Andreyev S.A., Sudnik Yu.A., Rudobashta S.P., Semina A.A. Ustanovka dlya sushki drevesiny [Installation for wood drying]: Patent for a utility model RF No. 147857 from 16.10.2014; 26 B9/06 (2006.01); applied on. 01.04.2014. published on. 20.11.2014. Bul No. 32. (in Rus.)
7. GOST 13634-90 KUKURUZA. Trebovaniya pri zagotovkakh i postavkakh [CORN. Requirements for production and supply]. (in Rus.)
8. Rezchikov V.A., Naleyev O.N., Savchenko S.V. Tekhnologiya zernosusheniya [Technology of grain drying]. Ed.by DSc (Eng), Prof. V.A. Rezchikov. Almaaty: Almaatinskiy tekhnologicheskii un-t. 2000, 363 p. (in Rus.)
9. Rudobashta S.P. Teplotekhnika [Heat engineering]. Second edition, extended. Moscow, Pero, 2015, 672 p. (in Rus.)
10. Osnovnyye protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii: Posobiye po proyektirovaniyu [Main processes and apparatuses of chemical technology: Manual for designing]. Ed.by DSc (Eng), Prof. Yu.I. Dytnerskiy. Moscow, Khimiya, 1983. (in Rus.)
11. Aerov M.E., Todes O.M. Gidravlicheskiye i teplovyye osnovy raboty apparatov so statsionarnym i kipyashchim zernistym sloyem [Hydraulic and thermal basics of an installation with stationary and boiling granular layers]. Moscow, Leningrad, Khimiya, 1968, 510 p. (in Rus.)

The paper was received on October 12, 2017