



МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Е.В. Шешунова (фото)

к.т.н., заведующая кафедрой механизации сельскохозяйственного производства

К.А. Зиновьев

к.ф.-м.н., доцент, профессор кафедры электрификации ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА

Математическая модель, термотрансформация, тепловой насос, коэффициент преобразования (COP)

Mathematical modeling, thermotransformation, heat pump, coefficient of transformation

Воздух, вода, а также другие газы и жидкости окружающей среды содержат огромные запасы низкопотенциальной тепловой энергии, которую с помощью термотрансформатора можно передать с относительно низкого температурного уровня на более высокий и использовать для отопления или нагревания [1]. Происходящее при этом понижение температуры сред, отдающих энергию одновременно, можно использовать для охлаждения каких-либо тел. Разумеется, процесс передачи энергии от менее к более нагретым средам, в полном соответствии со вторым законом термодинамики, требует определенных затрат энергии извне. Ценность термотрансформатора заключается в том, что величина передаваемой им энергии всегда превышает величину потребляемой.

В настоящее время наиболее распространены рассольно-водяные тепловые насосы, которые извлекают тепло из грунта с помощью подземных коллекторов или зондов. Поскольку в грунте в течение всего года поддерживается почти равномерная температура, тепловые насосы практически независимы от наружной температуры и даже в холодную погоду стабильно обеспечены поступлением тепловой энергии.

Как видно из названия этих тепловых насосов, они имеют два контура. В первом из них циркулирует рассол, который передвигаясь в трубах, уложенных в грунте, нагревается до температуры около 10 °С. Затем полученная тепловая энергия передается во второй холодильный контур теплового насоса для нагревания воды до температур (35–65 °С), необходимых для отопления.

Как уже отмечалось, температура в грунтах в течение года практически постоянна и в нетронутом грунте, на глубинах превышающих 5 м, равна примерно 10 °С, при этом ее сезонные колебания незначительны и не превышают 1-2 К. Количество тепла, извлекаемое из грунта, в большей степени зависит от его вида. Наибольшей теплоотдачей обладают влажные глинистые почвы, характерные для Нечерноземной зоны России.

Эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом термотрансформации или коэффициентом преобразования (Coefficient of Performance), который обозначается аббревиатурой этих трех английских слов – COP. В тепловых насосах

$$COP = \frac{T_{вых}}{T_{вых} - T_{вх}}, \quad (1)$$

где $T_{\text{вых}}$ – температура жидкости, выходящей из теплового насоса;

$T_{\text{вх}}$ – температура жидкости, входящей в тепловой насос.

Этот коэффициент характеризует так называемую идеальную тепловую машину и показывает во сколько раз тепловая энергия, отдаваемая тепловым насосом на отопление, превосходит затраты электроэнергии на ее генерацию. В реальности величина COP существенно меньше из-за потерь, связанных неидеальностью термодинамических процессов, протекающих в испарителе и конденсаторе, механических потерь в компрессоре и электрических в двигателе. Совокупность этих потерь характеризуется коэффициентом термодинамического совершенства теплового насоса h , величина которого всегда меньше единицы и варьируется в пределах 0,4 – 0,6. В результате формула (1) принимает вид:

$$COP = h \frac{T_{\text{вых}}}{T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}}, \quad (2)$$

Хотя величина COP в реальности имеет значение, примерно вдвое меньше теоретического, тем не менее, производство тепловой энергии все равно кратно превосходит соответствующие затраты электроэнергии.

Таким образом, количество электроэнергии, потребляемой тепловым насосом с электроприводом для передачи одной и той же тепловой энергии, зависит от целого ряда природных и технологических факторов. Для более детального исследования этих зависимостей нами была разработана математическая модель работы теплового насоса.

$$\Phi_i(X, Y, Z, t) = 0,$$

где $X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n] t$ – вектор входных параметров;

$Y = [y_1, y_2, y_3, \dots, y_n] t$ – вектор выходных параметров;

$Z = [z_1, z_2, z_3, \dots, z_n] t$ – вектор управляющих параметров;

t – координата времени.

Входными параметрами процесса одновременного нагрева и охлаждения теплоносителей принимаем параметры, значения которых заранее известны и определяют режим работы теплового насоса. Следовательно, значения выходных параметров определяются режимом процесса работы теплового насоса и управляющими параметрами. Выбираем управляющие параметры – переменные характеристики процесса, на которые можно оказывать прямое воздействие и которые позволяют управлять процессом одновременного нагрева и охлаждения теплоносителей.

Графическое изображение функциональной математической модели теплового насоса представлено на рисунке 1.

Обозначим векторы:

$X_1 = \{t_{x1}; G_{x1}; N; h\}$ – первый входной вектор; t_{x1} – начальная температура геотермального теплоносителя, °C; G_{x1} – расход геотермального теплоносителя, кг/с; N – мощность компрессора теплового насоса, кВт; h – коэффициент термодинамического совершенства теплового насоса, учитывающий потери тепла.

$X_2 = \{t_{x2}; G_{x2}\}$ – второй входной вектор; t_{x2} – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °C; G_{x2} – расход нагреваемого теплоносителя, кг/с.

$Y_1 = \{t_{y1}; G_{y1}; q_1\}$ – первый выходной вектор; t_{y1} – конечная температура геотермального теплоносителя, °C; G_{y1} – расход геотермального теплоносителя, кг/с; q_1 – тепловой поток, отбираемый у геотермального теплоносителя (холодопроизводительность теплового насоса), Вт.

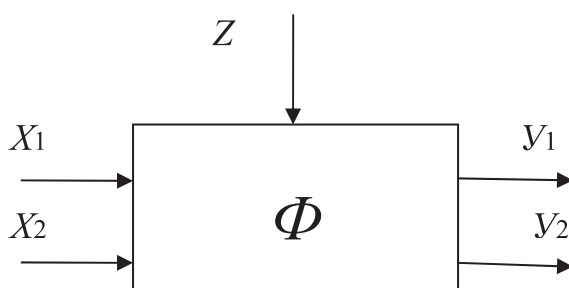


Рисунок 1 – Схема функциональной изменяющейся математической модели процесса нагрева хладоносителя и охлаждения теплоносителя с помощью теплового насоса

$Y_2 = \{G_{y2}; q_2\}$ – второй выходной вектор; G_{y2} – расход нагреваемого теплоносителя, кг/с; q_2 – тепловой поток, поступающий к нагреваемому теплоносителю (теплопроизводительность теплового насоса), Вт.

$Z = \{t_{y2}\}$ – управляющий вектор; t_{y2} – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С.

Получаем выражения для функциональной математической модели теплового насоса:

$$Y_1 = \Phi_1[X_1, X_2, Z] = \Phi_1[t_{x1}, G_{x1}, q_1, t_{x2}, G_{x2}, N, h, t_{y2}, q_2] \quad (3)$$

$$Y_2 = \Phi_2[X_1, X_2, Z] = \Phi_2[t_{x1}, G_{x1}, q_1, t_{x2}, G_{x2}, N, h, t_{y2}, q_2] \quad (4)$$

На первом этапе была исследована зависимость величины COP от температуры рассола на входе в тепловой насос и температуры воды в отопительном контуре на выходе из него. Температура рассола варьировала в диапазоне от -5 до

15 °С, температура воды в отопительном контуре – от 35 до 65 °С, коэффициент термодинамического совершенства принимался равным 0,5. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Как следует из таблицы 1, величина COP имеет наибольшие значения при минимальной разности температур теплоносителя выходного контура и рассола, поступающего из коллектора. Графически зависимость коэффициента термотрансформации от этих двух факторов представлена на рисунке 2. Из данного графика очевидно преимущество использования для отопления низкопотенциального тепла.

Источником тепла, отдаваемого в отопительный контур, является испаритель теплового насоса, в котором хладагент переходит из жидкого состояния в парообразное. Этим процессом управляет терморегулирующий вентиль (ТРВ),

Таблица 1 – Величины коэффициентов термотрансформации (COP) для различных значений температуры на входе и выходе теплового насоса

T _{вх} , °С	T _{вых} , °С			
	35	45	55	65
-5	3,35	2,68	2,23	1,91
-4	3,45	2,74	2,28	1,95
-3	3,55	2,81	2,33	1,99
-2	3,66	2,88	2,38	2,02
-1	3,78	2,96	2,43	2,06
0	3,90	3,03	2,48	2,10
1	4,03	3,11	2,54	2,14
2	4,17	3,2	2,59	2,18
3	4,31	3,29	2,65	2,23
4	4,47	3,38	2,72	2,27
5	4,63	3,48	2,78	2,32
6	4,81	3,58	2,85	2,36
7	5,00	3,68	2,92	2,41
8	5,20	3,8	2,99	2,46
9	5,42	3,92	3,07	2,52
10	5,66	4,04	3,14	2,57
11	5,92	4,18	3,23	2,63
12	6,2	4,32	3,31	2,69
13	6,5	4,47	3,4	2,75
14	6,83	4,63	3,5	2,81
15	7,20	4,80	3,60	2,88
	COP			

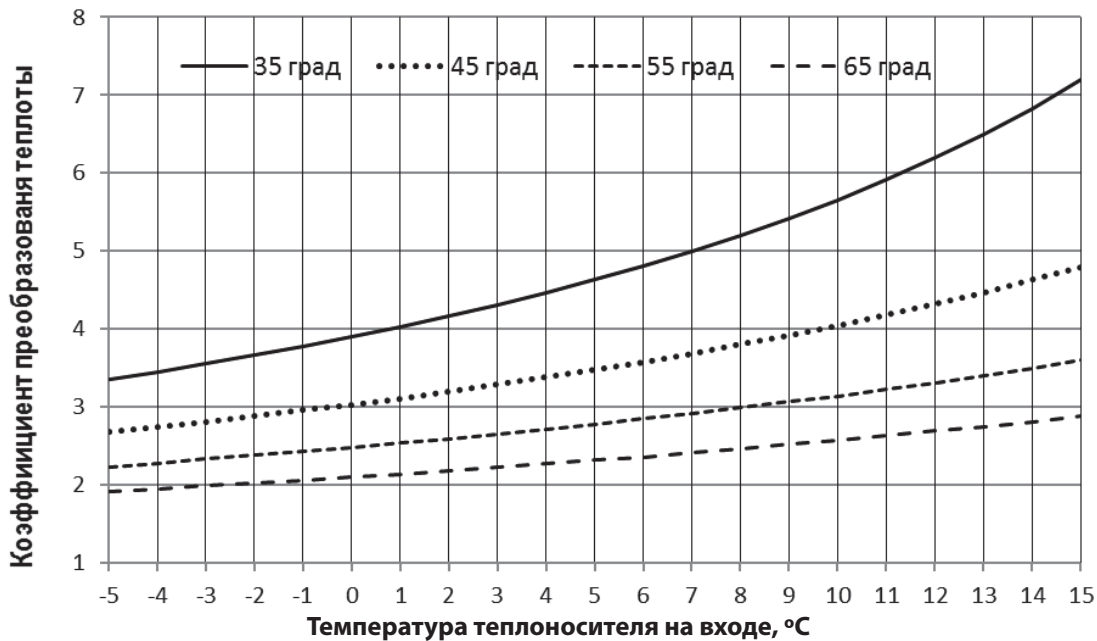


Рисунок 2 – Зависимость величины COP от температур на входе и выходе теплового насоса

поддерживающий максимально возможное заполнение испарителя жидким хладагентом и в тоже время не допускающий попадания жидкой фазы в компрессор.

Терморегулирующий вентиль настраивается на определенную разность температур (обычно в пределах 6-9 градусов между температурой кипения хладагента и его температурой на выходе из испарителя), которая контролируется термобаллоном. То есть заранее создается некоторый перегрев хладагента, чтобы кипение обязательно закончилось до входа в компрессор. Однако с повышением перегрева увеличивается температура выходящего из испарителя пара, и повышается его плотность, что потребует больших затрат энергии на его последующее сжатие. Другими словами, слишком большой перегрев пара может привести к физическому перегреву компрессора.

Уменьшение разности между температурой кипения в испарителе и температурой на выходе ведет к увеличению COP, поэтому важно, чтобы перегрев хладагента был минимальным. Теоретически это нетрудно сделать, настроив соответствующим образом TPV, но при изменении температуры воды в отопительном контуре (например, при заметном изменении температуры воздуха в отапливаемом помещении) возможно попадание жидкости в компрессор и, как следствие, выход его из строя.

Ситуация поменялась с появлением практически безынерционных электронных терморегулирующих

вентилей, которые осуществляют адаптивное регулирование перегрева. Такое регулирование позволяет добиться фактического перегрева, соответствующего минимальному стабильному перегреву при любых изменения температуры жидкости выходного контура, тем самым обеспечивая надежную и эффективную эксплуатацию холодильной установки. Для измерения перегрева используют датчики температуры выходящего из испарителя хладагента и измеритель давления кипения. Контроллер плавно уменьшает значение перегрева до того момента, пока пульсация давления не будет превышать определенного значения и наоборот, когда значения пульсаций превысят допустимый уровень, перегрев станет плавно увеличиваться, тем самым обеспечивая максимальную эффективность работы испарителя на всех режимах.

С помощью математической модели было проведено исследование зависимости COP теплового насоса от величины перегрева, исходя из того, что с точки зрения термодинамики уменьшение разности между температурой кипения хладагента и его температурой на выходе из испарителя эквивалентно соответствующему снижению температуры теплоносителя в отопительном контуре. Результаты расчетов представлены в таблице 2.

Расчетное значение COP при величине перегрева испарителя $\Delta T=10K$ было принято за единицу для каждого из исследуемых режимов

работы теплового насоса. Далее вычислялись его относительные изменения при последовательном уменьшении величины перегрева вплоть до $\Delta T=1K$. Как видно из таблицы 2, при достижении минимально возможного перегрева в 1 K для режима работы с температурой отопительного контура равной 35 °С, величина COP увеличивается на 25%, что позволит практически на четверть сократить потребление электроэнергии. И даже для самого неблагоприятного, с точки зрения

величины COP, режима с температурой теплоносителя 65 °С, коэффициент термотрансформации увеличивается почти на 15%.

Динамика изменения величины COP в зависимости от степени перегрева испарителя и режима работы теплового насоса представлена на рисунке 3.

Таким образом, результаты моделирования работы тепловых насосов ясно показывают направления их совершенствования. Прежде всего,

Таблица 2 – Величины коэффициентов термотрансформации (COP) для различных значений температуры перегрева хладагента в испарителе

$\Delta T, K$	$T_{\text{вых}}, ^\circ C$			
	35	45	55	65
10	1	1	1	1
9	1,02	1,02	1,02	1,01
8	1,05	1,04	1,03	1,03
7	1,07	1,06	1,05	1,04
6	1,10	1,08	1,07	1,06
5	1,13	1,10	1,08	1,07
4	1,16	1,12	1,10	1,09
3	1,19	1,15	1,12	1,10
2	1,22	1,17	1,14	1,12
1	1,25	1,20	1,16	1,14
	COP			

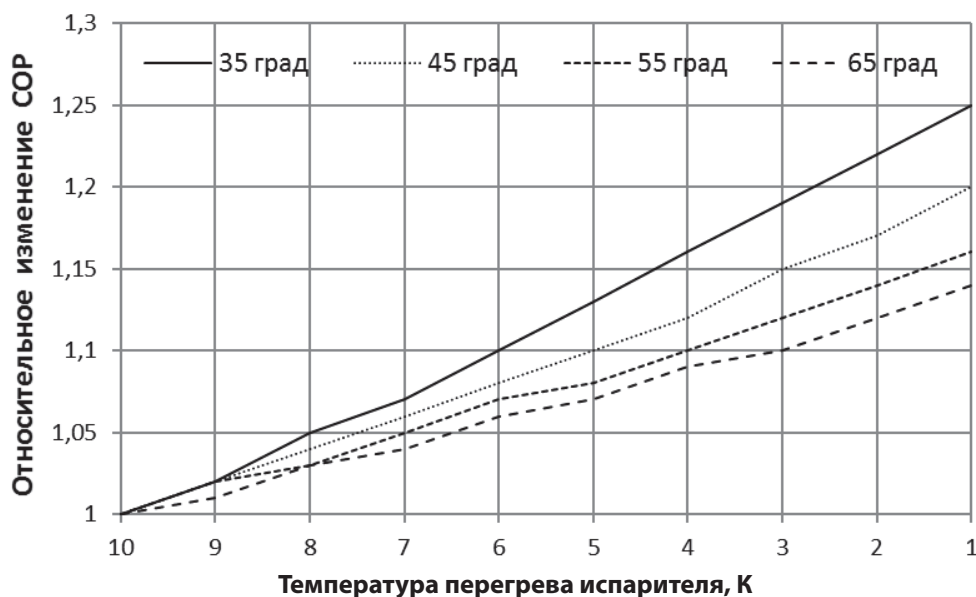


Рисунок 3 – Относительное изменение величины COP при изменении температуры перегрева испарителя теплового насоса

это использование низкотемпературных отопительных систем с повышенным значением COP. Существующий при этом слабый температурный напор можно компенсировать увеличением площади поверхности теплообменников (отопительных батарей), оптимально – применением теплых полов.

Во-вторых, это обязательное применение электронных терморегулирующих вентилей, позволяющих стабильно поддерживать мини-

мальный перегрев испарителя, обеспечивающий максимальную эффективность использования электроэнергии.

Наконец, тепловой насос не должен являться единственным теплогенератором, обеспечивающим все теплотребление здания. При моновалентном режиме работы неизбежно завышение его мощности, рассчитанной на предельно низкие температуры наружного воздуха, неиспользуемой в течение большей части года.

Литература

1. Васильев, Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием тепловой энергии поверхностных слоев земли [Текст] / Г.А. Васильев. – М.: Издат. дом «Граница», 2006, – 176 с.
2. Рей, Д. Тепловые насосы [Текст] / Д. Рей, Д. Макмайкл. пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224 с.
3. Шешунова, Е.В. Оптимизация расчета процесса нагрева и охлаждения теплоносителей тепловым насосом [Текст] / Е.В. Шешунова, И.В. Кряклина // Аграрная наука. – 2012. – № 1 – С. 29-30.
4. Шешунова, Е.В. Повышение эффективности охлаждения молока [Текст] / Е.В. Шешунова, И.В. Кряклина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2012. – № 1. – С. 13-14.

References

1. Vasil'ev, G.P. Teplohadosnabzhenie zdaniy i sooruzhenij s ispol'zovaniem teplovoj jenergii poverhnostnyh sloev zemli [Tekst] / G.P. Vasil'ev. – M.: Izdat. dom «Granica», 2006, – 176 s.
2. Rej, D. Teplovyje nasosy [Tekst] / D. Rej, D. Makmajkl. per. s angl. – M.: Jenergoatomizdat, 1982. – 224 s.
3. Sheshunova, E.V. Optimizacija rascheta processa nagreva i ohlazhdenija teplonositelej teplovym nasosom [Tekst] / E.V. Sheshunova, I.V. Krjaklina // Agrarnaja nauka. – 2012. – № 1 – S. 29-30.
4. Sheshunova, E.V. Povyshenie jeffektivnosti ohlazhdenija moloka [Tekst] / E.V. Sheshunova, I.V. Krjaklina // Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva. – 2012. – № 1.– S. 13-14.

ОБЪЯВЛЕНИЕ

В издательстве ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА в 2014 г. вышла монография «Оценка качества семенных клубней с целью получения высоких урожаев картофеля в условиях Нечерноземной зоны» / Р.А. Сабиров, Т.П. Сабирова

Монография посвящена одной из причин плохого состояния картофелеводства – проблеме низкого качества безвирусного семенного материала. В монографии проанализированы современные технологии подготовки семенных клубней картофеля и доказано, что высококачественный семенной материал получают при сортировании клубней по плотности. Авторы монографии дают рекомендации по возделыванию картофеля в условиях Нечерноземной зоны с использованием отсортированных по плотности семенных клубней.

Монография предназначена для студентов, аспирантов агрономических специальностей. Данное научное исследование также поможет фермерам, специалистам и руководителям сельскохозяйственных предприятий решить проблемы подготовки качественного семенного материала картофеля к посадке.

УДК [635.21:631.532.2.011:631.559] (470.0); ББК 42.15 (23); ISBN 978-5-98914-135-7; 88 СТР. (МЯГКИЙ ПЕРЕПЛЕТ)

**ПО ВОПРОСАМ ПРИОБРЕТЕНИЯ ОБРАЩАТЬСЯ ПО АДРЕСУ:
150042, г. Ярославль, Тутаевское шоссе, 58. ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА
E-mail: e.bogoslovskaya@yarcx.ru**