

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ С ФАЗОВЫМИ ПЕРЕХОДАМИ В ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ ДЛЯ ОБОГРЕВА ТЕПЛИЦ НА БАЗЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ**В. Э. Зинуров, М. О. Уткин, А. В. Дмитриев, Д. Т. Халиуллин, О. С. Дмитриева**

Реферат. В статье представлено численное моделирование замкнутой системы теплоснабжения для обогрева теплиц на основе тепловой трубы с фазовыми переходами, использующей водяной теплоноситель. Цель исследования – анализ термодинамических параметров в нестационарном режиме с акцентом на время стабилизации, распределение температур и давления при нагреве баке-испарителя. Математическая модель реализована в программном комплексе SimInTech. Бак-испаритель рассматривался как сосредоточенный объем с равномерными параметрами (нульмерная модель), а трубопроводы, как последовательность одномерных участков, в которых температура и давление изменяются вдоль длины. Каждый участок разбивался на сегменты, для которых решались уравнения сохранения массы, импульса и энергии с учетом фазового перехода «вода–пар» и теплообмена с грунтом. Получено, что при рассмотренных режимах естественной циркуляции система выходит на квазистационарное состояние в течение нескольких часов (порядка 2,2–4,3 ч), при этом давление пара в контуре возрастает примерно от 450 до 1500 кПа при увеличении температуры нагрева от 150 до 200°C. Температуры и давления в баке-испарителе и паровой линии практически совпадают (расхождение температур не превышает 1,5–2°C), что указывает на малые потери энергии при переносе тепла в паровой фазе. Показано, что в паровой фазе потери энергии минимальны (расхождение температур $\leq 1,6^\circ\text{C}$), тогда как в линии возврата происходит снижение на 25–30%. Полученные данные позволили обосновать выбор материалов конструкции и ее толщины в соответствии с температурными диапазонами и пределом прочности и коэффициентом запаса. Практическая значимость заключается в снижении энергозатрат за счет аккумулирования тепла с фазовыми переходами, что особенно актуально для регионов с резкими перепадами температур.

Ключевые слова: тепловой накопитель энергии, теплоаккумулятор, численное моделирование, SimInTech, тепловая труба, отопление тепличного хозяйства, децентрализованное энергоснабжение.

Введение. Теплицы, обеспечивающие подходящий микроклимат для сельскохозяйственных культур, считаются одной из самых перспективных сельскохозяйственных технологий, удовлетворяющих спрос на различные продукты питания [1]. Экстремальные погодные условия в сезон, такие как высокая относительная влажность и очень низкие температуры, способствуют развитию болезней и приводят к снижению урожайности и качества, что влияет на конкурентоспособность продукции. В этой связи теплицы оборудуются системами отопления, как правило, с помощью традиционных источников энергии (уголь, нефть и природный газ). Поскольку стоимость такого отопления слишком высока, в последние годы большое внимание уделяется использованию альтернативных технологий и систем возобновляемой энергии для обогрева теплиц, в том числе с использованием системы аккумулирования тепловой энергии [2]. Идея такой системы заключается в хранении излишков тепла в аккумуляторе, а затем в подаче такого накопленного тепла, например, во внутреннюю часть теплицы, когда это необходимо. Так, например, система обогрева теплиц на основе высокотемпературного накопителя энергии функционирует за счет циркуляции теплоносителя, который перемещается по замкнутому контуру. Теплоноситель нагревается в накопителе и передает тепло через теплообменник в систему тепловой трубы, обеспечивая фазовый переход теплоносителя и последующую передачу тепла в теплицу [3]. С развитием этой технологии для терморегулирования было изучено множество

различных групп материалов [4], проведены испытания систем накопления тепла для использования в теплице [5]. В работе [6] предложили материалы с фазовым переходом для повышения эффективности преобразования водяного теплоаккумулятора. В работе [7] определили энергетические эффекты и время, в течение которого тепло из исследуемого аккумулятора покрывало потребность в тепле теплицы. Проблема материалов с фазовым переходом заключается в том, что они могут функционировать только в фиксированном диапазоне температур, при этом изменение этого диапазона температур означает изменение материалов [8].

Таким образом, повышенное внимание при создании систем обогрева тепличных хозяйств уделяется не только оптимизации параметров теплопередачи, но и внедрению методов аккумулирования тепла, обеспечивающих стабильность терморежима в условиях переменных нагрузок и ограниченных энергетических ресурсов [9]. Авторами ранее [10] была предложена конструкция высокотемпературного теплового накопителя энергии, который можно использовать для отопления теплиц или иных объектов агропромышленного сектора [11]. Он представляет собой компактное цилиндрическое устройство с многослойной теплоизоляцией и графитовым сыпучим наполнителем в качестве аккумулирующей среды, нагреваемой жидкометаллическим теплоносителем, циркулирующим по осевой трубной системе из тугоплавкого вольфрама. Графитовый наполнитель за счет высоких рабочих температур

(до 2000°C) обеспечивает существенный запас тепловой энергии. Система теплоизоляции представляет собой совокупность тонких вольфрамовых экранов, отражающих значительную часть инфракрасного излучения, и внешний слой из минеральной ваты, который обладает достаточной термостойкостью и при этом позволяет существенно снизить теплопотери при приемлемой себестоимости установки. В устройстве воздух заменен аргонном, что предотвращает окисление графита и вольфрама [2].

Для эффективной отдачи сохраненного тепла от теплового накопителя энергии во внешнем контуре применяется классическая схема парообразования и конденсации, реализуемая с помощью тепловых труб. При пропускании через теплообменный блок, расположенный в непосредственной близости от теплового накопителя, нагретое олово передает тепловую энергию воде или другому низкотемпературному рабочему телу. Вода, нагреваясь и переходя в парообразное состояние, подается по трубопроводам в грунтовую или воздушную зону обогрева теплицы, поддерживая там необходимые микроклиматические параметры. Охлажденные пары конденсируются и вновь возвращаются в теплообменник, замыкая цикл. Такая организация отопления гарантирует стабильность температурного фона внутри теплицы даже при переменных или прерывистых режимах основного энергопитания, поскольку накопитель способен длительное время сохранять и постепенно отдавать запасенную теплоту. Представленный подход обеспечивает комплексное решение сразу двух важных задач: поддержание требуемого температурного режима внутри аграрных объектов и рациональное использование доступной энергии, в частности, из возобновляемых источников.

Актуальной задачей является разработка методики расчета циркуляции теплоносителя в замкнутой системе с фазовыми переходами, определение предельных значений давления и температуры пара, что позволит подбирать оптимальные материалы для изготовления стенок баков и трубопроводов с учетом предельных термомеханических нагрузок.

Целью работы является численное

моделирование процесса циркуляции теплоносителя с фазовым переходом в замкнутой системе, имитирующей работу тепловой трубы, расположенной в грунте и предназначенной для обогрева тепличного хозяйства. Для достижения поставленной цели в работе решались две основных задачи: 1. Определить температурное распределение в трубной системе при различных условиях теплоподвода и теплоотвода; 2. Исследовать динамику изменения давления в объеме жидкости и пара при протекании фазовых переходов.

Условия, материалы и методы. Для достижения цели используется программный комплекс SimInTech, обеспечивающий моделирование переходных и установившихся режимов теплогидравлических процессов с учетом фазовых переходов и нелинейных зависимостей. Преимуществами платформы являются гибкость настройки параметров, возможность работы в трехмерной и нестационарной постановке. Разработанная модель основана на уравнениях сохранения массы, импульса, энергии, тепломассообмена и термодинамических уравнениях состояния.

Объектом исследования является замкнутая трубная система с естественной циркуляцией теплоносителя, предназначенная для обогрева грунта тепличного хозяйства.

Предметом исследования выступает теплогидродинамический процесс циркуляции водяного теплоносителя с фазовыми переходами (испарением и конденсацией), протекающий в данной системе.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема исследуемой системы. В ее основе лежит бак-испаритель 4 объемом 3 м³ с внутренним диаметром 1,5 м, в начальный момент времени, заполненный водой с объемной долей 0,5. Начальная температура жидкости (воды) t_0 принималась равной 20°C, давление в системе составляло $p_0 = 10^5$ Па. Подвод тепла к баку с водой 4 осуществлялся через теплообменную стенку 3 теплообменника из стали толщиной 1 мм. На внешней поверхности этой стенки задавались граничные условия в виде коэффициента теплоотдачи $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·°C) и переменной температуры t_1 в диапазоне от 150 до 200°C.

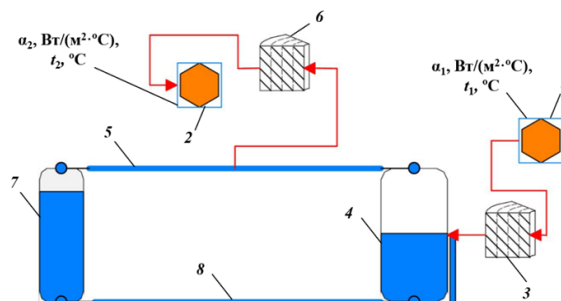


Рис. 1 – Расчетная схема замкнутой системы циркуляции теплоносителя с фазовым переходом для обогрева грунта тепличного хозяйства в SimInTech: 1, 2 – граничные условия на входе и выходе расчетной модели (заданные температуры t_1 , t_2 и коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2); 3 – стенка теплообменника первой емкости; 4 – бак-испаритель с жидким теплоносителем; 5 – линия движения горячего пара; 6 – слой грунта, обогреваемый паром; 7 – вертикальная труба-гидрозатвор; 8 – линия возврата жидкого теплоносителя

Нагретая вода в баке-испарителе 4 переходит в парообразное состояние, поднимается вверх и движется по трубе 5 с внутренним диаметром 0,1 м и длиной 10 м. В процессе движения горячий пар конденсируется, отдавая тепло грунту 6. На поверхности грунта задаются граничные условия – коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}$ и температура среды $t_2 = 20^\circ\text{C}$. В результате конденсации пар переходит в жидкое состояние и направляется в вертикальную трубу-гидрозатвор 7 с внутренним диаметром 0,1 м и объемом $0,013 \text{ м}^3$, первоначально заполненную жидкостью до объема $0,0065 \text{ м}^3$. Труба-гидрозатвор 7 выполняет функцию жидкостного барьера, предотвращающего прямой прорыв пара в обратную ветвь и обеспечивающего корректное возвратное движение конденсата. Далее жидкость возвращается по нижней трубе 8 с гидравлическим диаметром 0,05 м и длиной 10 м обратно в бак-испаритель 4. Для упрощения модели теплообмен стенок труб 7, 8 с грунтом считался адиабатическим, что оправдано относительно малыми теплопотерями.

В расчетах реализован смешанный подход нулевого уровня в одномерной постановке модели. Объем бака-испарителя 4 описывался 0D-моделью без пространственной дискретизации, тогда как трубопроводные участки 5 и 8 рассматривались как нестационарные одномерные элементы с распределенными параметрами вдоль оси потока. Каждый линейный участок трубопровода длиной 10 м дискретизировался на 20 расчетных сегментов (контрольных объемов), в результате чего в трубопроводной части контура формировалось 40 контрольных объемов рабочей среды. Для каждого контрольного объема в программном комплексе SimInTech записывались уравнения сохранения массы, импульса и энергии с учетом фазового перехода вода–пар, теплообмена через стенки и взаимодействия с грунтом. Термодинамические свойства задавались по уравнениям состояния воды и водяного пара. После пространственной дискретизации полученная система уравнений интегрировалась во времени встроенными численными методами на основе подхода, эквивалентного методу конечных объемов, с автоматическим выбором шага по времени до достижения заданного критерия сходимости по невязкам. Специальные методы статистической обработки данных не применялись; характеристики квазистационарного режима определялись по временным зависимостям температур и давлений, усредненных по времени на заключительном участке расчетного интервала.

Результаты и обсуждение. Численное моделирование и зависимости получены при помощи SimInTech. На основе полученных в результате расчета средствами SimInTech данных построены зависимости изменения значений температуры и давления рабочей среды при разных условиях эксплуатации. Численное моделирование позволило установить

динамику изменения температуры и давления в разных элементах замкнутой трубной системы с учетом фазовых переходов – в баке-испарителе с жидким теплоносителем (рис. 2), в горизонтальном участке трубопровода движения пара (рис. 3) и в линии возврата жидкого теплоносителя (рис. 4). Для анализа изменений температуры и давления вдоль элементов системы расчетные данные усреднялись по объемам соответствующих участков – бака-испарителя, паровой линии и возвратного трубопровода. На каждом из участков трубопровода наблюдается схожая закономерность, что после фазы интенсивного изменения параметров происходит выход системы на установившееся состояние. Переход от нестационарного к квазистационарному режиму происходит в среднем за первые 1,2–5,2 часа расчетного времени, в зависимости от заданной температуры нагрева теплообменной поверхности бака-испарителя t_1 от 150 до 200°C (рис. 1). При более высоких температурах t_1 выход на квазистационарный режим ускоряется – осредненные значения $\tau = 2,2$ ($t_1 = 150^\circ\text{C}$), $2,01$ (175°C), $4,32$ (200°C) ч. Это объясняется более интенсивным теплоподводом и, как следствие, ускоренным процессом парообразования и распространения тепловой энергии по всей системе.

На всех участках трубной системы наблюдается выраженная согласованность термодинамических параметров. Значения температуры и давления в зоне паровой фазы, охватывающей бак-испаритель и горизонтальный участок трубопровода транспортировки пара, практически совпадают, что указывает на незначительные гидравлические и тепловые потери при перемещении рабочего тела в парообразном состоянии. Такое поведение подтверждает эффективность передачи энергии в паровой фазе и свидетельствует о низком сопротивлении потоку в данной части системы. В отличие от этого, в обратной линии, по которой жидкий теплоноситель возвращается после конденсации, фиксируется более медленное возрастание температуры. Это обусловлено инерционным характером теплопередачи в жидкой фазе.

На рисунках 2 представлены зависимости изменения температуры и давления в баке-испарителе во времени. На этапе начального прогрева, продолжительностью до 1,48–3 ч, происходит резкое повышение как температуры, так и давления, из-за быстрого перехода жидкости в пар при интенсивном теплоподводе. Температура в баке достигает квазистационарного значения t_c при температуре теплообменной поверхности t_1 $t_c = 146,3$ ($t_1 = 150^\circ\text{C}$), $173,06$ ($t_1 = 175^\circ\text{C}$) и $198,04$ ($t_1 = 200^\circ\text{C}$) $^\circ\text{C}$ (рис. 2, а), давление p_c стабилизируется при значениях $455,9$, $830,3$, $1491,4$ кПа (рис. 2, б) соответственно. Рост температуры теплообменной поверхности приводит к кратному увеличению давления в баке, что подтверждает прямую зависимость между температурой насыщенного пара и его давлением согласно уравнению состояния.

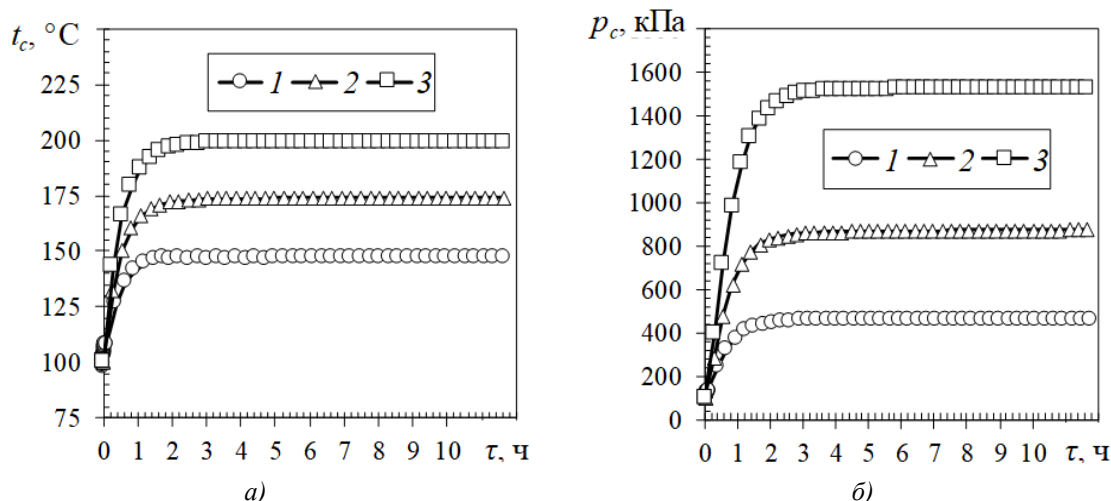


Рис. 2 – Динамика изменения температуры t_c (а) и давления p_c (б) в рабочей среде бака-испарителя (рис. 1, позиция 4) во времени τ при температуре теплообменной поверхности t_1 , °C: 1 – 150; 2 – 175; 3 – 200

Рисунок 3 отражает изменение температуры t_u и давления p_u в верхней линии трубопровода, по которой пар из бака-испарителя, поступает к зоне теплопередачи в грунт теплицы. При температуре теплообменной поверхности t_1 температура в рабочей среде в горизонтальном участке трубопровода движения пара достигает квазистационарного значения $t_u = 144,65$ ($t_1 = 150^\circ\text{C}$), $169,16$ ($t_1 = 175^\circ\text{C}$) и $198,4$ ($t_1 = 200^\circ\text{C}$) °C (рис. 3, а), давление p_u стабилизируется при 450,6, 858,1, 1503,5 кПа (рис. 3, б) соответственно. Расхождение

между значениями давления в баке-испарителе (рис. 2) и в паровой линии (рис. 3) составляет менее 3%, что подтверждает отсутствие значимых гидравлических сопротивлений и потерь энергии при движении пара. Полученные значения давления и температуры свидетельствуют о том, что при заданных условиях теплоподвода данная часть системы не требует дополнительной интенсификации процесса циркуляции и способна работать устойчиво как в переходных, так и в стационарных режимах.

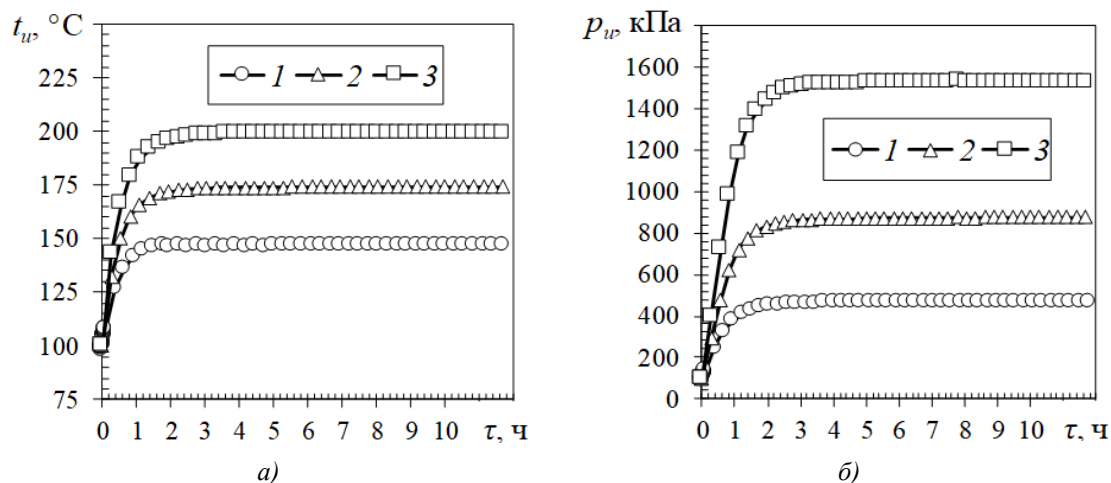


Рис. 3 – Динамика изменения температуры t_u (а) и давления p_u (б) в рабочей среде в горизонтальном участке трубопровода движения пара (рис. 1, позиция 5) в процессе времени τ при температуре теплообменной поверхности t_1 , °C: 1 – 150; 2 – 175; 3 – 200

На рисунке 4 представлена динамика изменения температуры t_l и давления p_l в нижней линии возврата жидкого теплоносителя в бак-испаритель. Основной особенностью рассматриваемого участка является наличие жидкой фазы в условиях, приближенных к насыщению, что определяет специфическую теплогидродинамическую картину, отличающуюся от двух предыдущих участков с преобладанием паровых потоков. На начальном этапе моделирования

(первые 1–3 часа) происходит постепенное повышение температуры жидкости в виду теплового взаимодействия жидкости с остаточным теплом пара и поступлением тепла от конденсата,двигающегося из более теплой зоны. В отличие от резкого температурного роста в баке (рис. 2, а) и в паровой линии (рис. 3, а), здесь температурная кривая носит сглаженный характер (рис. 4, а), указывая на более инерционную тепловую реакцию системы.

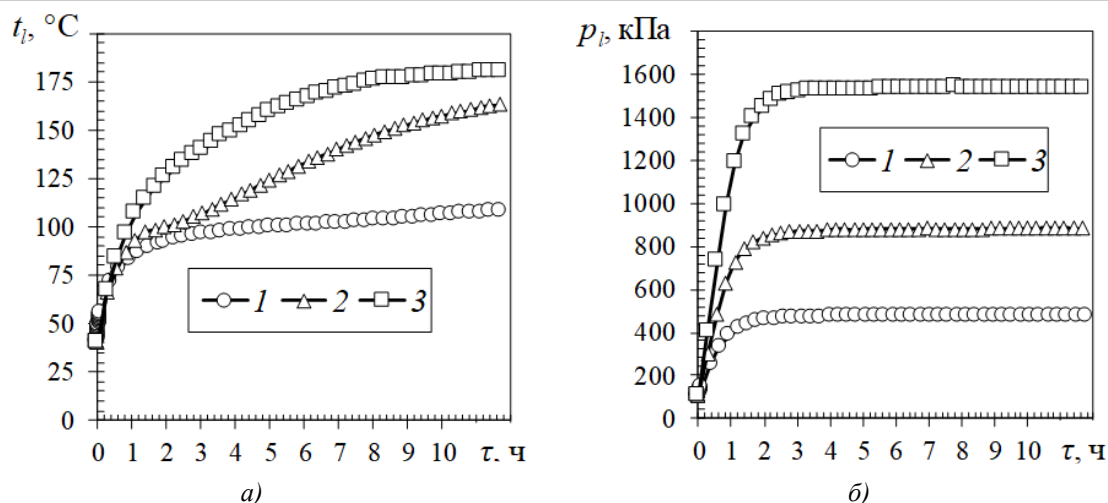


Рис. 4 – Динамика изменения температуры t_i (а) и давления p_i (б) в рабочей среде в линии возврата жидкого теплоносителя (рис. 1, позиция 8) в процессе времени τ при температуре теплообменной поверхности t_1 , °C: 1 – 150; 2 – 175; 3 – 200

Результаты моделирования подтвердили высокую эффективность предложенной системы с естественной циркуляцией и фазовыми переходами. Установлено, что при разных температурах теплоподвода система в течение 1,2–5,2 часа достигает квазистационарного режима, при котором значения температуры и давления в каждом из элементов стабилизируются на уровнях, соответствующих термодинамическим расчетам и физическим характеристикам насыщенного пара и жидкости. Это обеспечивает возможность проведения обоснованных инженерных расчетов на прочность и термостойкость конструкции, позволяя адаптировать систему под конкретные климатические и эксплуатационные условия. Применение программного комплекса SimInTech позволило не только учесть динамику фазовых переходов, но и получить достоверные и воспроизводимые результаты, подтверждающие физическую состоятельность модели. Разработанный подход может быть использован как инструмент для проектирования энергоэффективных аграрных установок, работающих на принципах тепловых труб, что приобретает особую значимость в условиях децентрализованного и автономного энергоснабжения.

Для количественной оценки устойчивости установившегося режима по последним 10% временных шагов расчета были вычислены средние значения и стандартные отклонения термодинамических параметров. При $t_1 = 200^\circ\text{C}$ среднее давление в баке 1491,4 кПа с отклонением $\pm 3,2$ кПа, в паровой линии 1503,5 кПа с отклонением $\pm 4,1$ кПа. Температуры проявили еще меньшую вариативность ($< 0,5^\circ\text{C}$), что указывает на высокую воспроизводимость модели.

Выводы. В результате проведенного исследования была достигнута цель оценки параметров теплоносителя при его циркуляции по замкнутой системе теплоснабжения с использованием разработанного теплового накопителя энергии с фазовыми переходами.

Использование моделирования в среде SimInTech позволило детально изучить распределение температур и давления во времени в разных элементах замкнутой трубной системы при различных условиях эксплуатации.

В результате численного моделирования процесса циркуляции водяного теплоносителя с фазовыми переходами в замкнутом контуре обогрева теплиц получены следующие конкретные значения установившихся параметров для трех режимов внешнего нагрева бака-испарителя. При температуре теплообменной поверхности $t_1 = 150^\circ\text{C}$ время выхода на квазистационарный режим составляет 2,2 часа. Температура в баке-испарителе: $146,3^\circ\text{C}$, в паровой линии: $144,7^\circ\text{C}$, в линии возврата: $99,2^\circ\text{C}$. Давление в баке 455,9 кПа, в паровой линии 450,6 кПа, в линии возврата 467,2 кПа.

При $t_1 = 175^\circ\text{C}$ время стабилизации 2,01 часа, температура в баке $173,1^\circ\text{C}$, в линии пара $169,2^\circ\text{C}$, в линии возврата $150,6^\circ\text{C}$. Давление в баке 830,3 кПа, в паровой линии 858,1 кПа, в линии возврата 860,2 кПа. Соответственно при $t_1 = 200^\circ\text{C}$ температуры $198^\circ\text{C} / 198,4^\circ\text{C} / 161,4^\circ\text{C}$, а давления 1491,4 кПа / 1503,5 кПа / 1443,9 кПа. Время стабилизации 4,32 часа.

На основании полученных данных можно сделать вывод о целесообразности применения различных конструкционных материалов в зависимости от температурных условий. При температуре ниже 175°C и давлении не более 0,86 МПа возможно использование углеродистых сталей, например, таких как Ст20 или 09Г2С. При этом необходимо провести соответствующий расчет толщины стенок.

При температуре 200°C и давлении около 1,5 МПа целесообразно применять нержавеющие стали, например, марки 12Х18Н10Т, или легированные стали, такие как 15Х1М1Ф. Указанные материалы должны обеспечивать предел прочности не менее 25 МПа при температуре до 250°C с коэффициентом запаса прочности не менее 1,5.

Для оптимизации геометрии системы и

ускорения стабилизации при высоких температурах рекомендуется минимизировать гидравлическое сопротивление возвратного контура. Этого можно достичь, например, путем использования гладких труб с антикоррозийным покрытием.

Стоит подчеркнуть, что высокие температуры и давления, о которых идет речь, приведены для демонстрации расчетной модели и иллюстрации влияния параметров. На практике использовать такие условия не рекомендуется из-за высокой стоимости системы, сложности ее обслуживания и обеспечения безопасности.

Сопоставление полученных зависимостей с результатами других исследований по обогреву тепличных хозяйств показывает, что характерные масштабы тепловой инерции и достигаемые температурные уровни находятся в том же порядке величин. В работе по исследованию теплицы с прозрачными ограждениями на основе материалов с фазовым переходом отмечается положительный эффект интеграции материалов с фазовым переходом, что позволило увеличить среднюю температуру воздуха в теплице на несколько градусов и существенно сгладить суточные колебания

температуры и освещенности, формируя более однородный микроклимат для растений. Вместе с тем в ходе анализа не выявлено работ, в которых средствами SimInTech подробно моделировалась бы нестационарная циркуляция двухфазного теплоносителя с фазовыми переходами в замкнутом контуре типа «бак-испаритель – тепловая труба – грунтовый теплообменник теплицы». На этом фоне представленную модель можно рассматривать как одно из первых детальных исследований такого рода, расширяющее область применения отечественного программного комплекса SimInTech к задачам агроэнергетики и высокотемпературного аккумулирования энергии.

Сведения о финансировании. Работа выполнена за счет гранта Академии наук Республики Татарстан, предоставленного молодым кандидатам наук (постдокторантам) с целью защиты докторской диссертации, выполнения научно-исследовательских работ, а также выполнения трудовых функций в научных и образовательных организациях Республики Татарстан в рамках Государственной программы Республики Татарстан «Научно-технологическое развитие Республики Татарстан».

Литература

1. Смирнов П.А., Тихонова А.В. Опыт-аналитическое определение критических температурных точек теплицы // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. Т. 17. № 4 (68). С. 98–105. doi: 10.12737/2073-0462-2023-98-105.
2. Photothermal performance of plastic greenhouse embedded with phase change materials in translucent envelopes: A dynamic experimental study / R. Yang, D. Li, M. Arici [et al.] // Journal of Energy Storage. 2023. Vol. 58. Article 106375. doi: 10.1016/j.est.2022.106375.
3. Применение веществ с фазовыми переходами для аккумулирования тепловой энергии / А. В. Бараненко, П. А. Кузнецов, В. Ю. Захарова и др. // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2018. Т. 18. № 6. С. 990–1000. doi: 10.17586/2226-1494-2018-18-6-990-1000.
4. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review / H. Nazir, M. Batool, F. J. B. Osorio [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 129. P. 491–523. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126.
5. Study on a novel water heat accumulator below the north roof in Chinese solar greenhouse: System design / X. Wan, T. Xia, Y. Li [et al.] // Applied Thermal Engineering. 2023. Vol. 234. Article 121316. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121316.
6. New insights of designing thermal insulation and heat storage of Chinese solar greenhouse in high latitudes and cold regions / L. Xingan, W. Xiaoyang, X. Tianyang [et al.] // Energy. 2021. Vol. 242. Article 122953. doi: 10.1016/j.energy.2021.122953.
7. Benli H., Durmuş A. Performance analysis of a latent heat storage system with phase change material for new designed solar collectors in greenhouse heating // Solar Energy. 2009. Vol. 83. Issue 12. P. 2109–2119. doi: 10.1016/j.solener.2009.07.005.
8. Research progress and performance improvement of phase change heat accumulators / C. Wang, S. Wang, X. Cheng [et al.] // Journal of Energy Storage. 2022. Vol. 56. Part A. Article 105884. doi: 10.1016/j.est.2022.105884.
9. Zinurov V., Nikandrova M., Kharkov V. Assessment of Thermal Storage Technologies in Energy Sector // IEEE Xplore. 2020. P. 68–71. doi: 10.1109/USEC50097.2020.9281236.
10. Оценка процесса переноса энергии в тепловом накопителе с высокотемпературным рабочим телом при его разрядке / А. Н. Чадаев, А. В. Дмитриев, В. Э. Зинуров и др. // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. 2024. Т. 24. № 4. С. 73–85. doi: 10.14529/power240409.
11. Алгоритм расчета многослойной системы теплоизоляции теплового накопителя энергии с высокотемпературным рабочим телом / А. Н. Чадаев, А. В. Дмитриев, В. Э. Зинуров и др. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2024. Т. 26. № 6. С. 166–179. doi: 10.30724/1998-9903-2024-26-6-166-179.

Сведения об авторах:

Зинуров Вадим Эдуардович – кандидат технических наук, и.о. зав. кафедрой инженерной графики, e-mail: vadd_93@mail.ru

Уткин Максим Олегович – аспирант кафедры автоматизации технологических процессов и производств, e-mail: 209maks@mail.ru

Дмитриев Андрей Владимирович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматизации технологических процессов и производств, e-mail: ieremiada@gmail.com

Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия.

Халиуллин Дамир Тагирович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой машин и

оборудования в агробизнесе, e-mail: damirtag@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия.

Дмитриева Оксана Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры оборудования пищевых производств, e-mail: ja_deva@mail.ru

Казанский национальный исследовательский технологический университет, Казань, Россия.

MODELING THE CIRCULATION OF A PHASE-CHANGE HEAT TRANSFER FLUID IN A CLOSED-LOOP GREENHOUSE HEATING SYSTEM BASED ON A HIGH-TEMPERATURE ENERGY STORAGE SYSTEM

V. E. Zinurov, M. O. Utkin, A. V. Dmitriev, D. T. Khaliullin, O. S. Dmitrieva

Abstract. This article presents numerical modeling of a closed-loop heating system for greenhouse heating based on a phase-change heat pipe using a water coolant. The aim of the study is to analyze the thermodynamic parameters in a transient mode, focusing on the stabilization time and temperature and pressure distribution during heating of the evaporator tank. The mathematical model is implemented in SimInTech software package. The evaporator tank was considered as a concentrated volume with uniform parameters (zero-dimensional model), and the pipelines were considered as a sequence of one-dimensional sections in which temperature and pressure varied along their length. Each section was divided into segments, for which the equations for conservation of mass, momentum and energy were solved, taking into account the water-steam phase transition and heat exchange with the ground. It was found that, under the considered natural circulation conditions, the system reaches a quasi-steady state within several hours (approximately 2.2–4.3 hours), while the vapor pressure in the circuit increases from approximately 450 to 1500 kPa with an increase in the heating temperature from 150 to 200°C. The temperatures and pressures in the evaporator tank and the steam line are virtually identical (the temperature difference does not exceed 1.5–2°C), indicating low energy losses during heat transfer in the vapor phase. Energy losses in the vapor phase were shown to be minimal (temperature difference $\leq 1.6^\circ\text{C}$), while in the return line, they were reduced by 25–30%. The obtained data allowed us to justify the selection of structural materials and thicknesses in accordance with temperature ranges, tensile strength, and safety factors. The practical significance lies in the reduction of energy costs due to heat accumulation with phase transitions, which is especially relevant for regions with sharp temperature fluctuations.

Key words: thermal energy storage, heat accumulator, numerical modeling, SimInTech, heat pipe, greenhouse heating, decentralized energy supply.

References

1. Smirnov PA, Tikhonova AV. [Experimental and analytical determination of critical temperature points of a greenhouse]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2022; Vol.17. 4 (68). 98–105 p. doi: 10.12737/2073-0462-2023-98-105.
2. Yang R, Li D, Arici M. Photothermal performance of plastic greenhouse embedded with phase change materials in translucent envelopes: A dynamic experimental study. *Journal of Energy Storage*. 2023; Vol.58. Article 106375. doi: 10.1016/j.est.2022.106375.
3. Baranenko AV, Kuznetsov PA, Zakharova VYu. [Application of substances with phase transitions for thermal energy accumulation]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik informatsionnykh tekhnologii, mekhaniki i optiki*. 2018; Vol.18. 6. 990–1000 p. doi: 10.17586/2226-1494-2018-18-6-990-1000.
4. Nazir H, Batool M, Osorio FJB. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: a review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019; Vol.129. 491–523 p. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126.
5. Wan X, Xia T, Li Y. Study on a novel water heat accumulator below the north roof in Chinese solar greenhouse: system design. *Applied Thermal Engineering*. 2023; Vol.234. Article 121316. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121316.
6. Xingan L, Xiaoyang W, Tianyang X. New insights of designing thermal insulation and heat storage of Chinese solar greenhouse in high latitudes and cold regions. *Energy*. 2021; Vol.242. Article 122953. doi: 10.1016/j.energy.2021.122953.
7. Benli H, Durmuş A. Performance analysis of a latent heat storage system with phase change material for new designed solar collectors in greenhouse heating. *Solar Energy*. 2009; Vol.83. Issue 12. 2109–2119 p. doi: 10.1016/j.solener.2009.07.005.
8. Wang C, Wang S, Cheng X. Research progress and performance improvement of phase change heat accumulators. *Journal of Energy Storage*. 2022; Vol.56. Part A. Article 105884. doi: 10.1016/j.est.2022.105884.
9. Zinurov V, Nikandrova M, Kharkov V. Assessment of thermal storage technologies in energy sector. *IEEE Xplore*. 2020; 68–71 p. doi: 10.1109/USEC50097.2020.9281236.
10. Chadaev AN, Dmitriev AV, Zinurov VE. [Evaluation of the energy transfer process in a thermal storage device with a high-temperature working fluid during its discharge]. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Energetika*. 2024; Vol.24. 4. 73–85 p. doi: 10.14529/power240409.
11. Chadaev AN, Dmitriev AV, Zinurov VE. [Algorithm for calculating a multilayer thermal insulation system for a heat storage device with a high-temperature working fluid]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*. 2024; Vol.26. 6. 166–179 p. doi: 10.30724/1998-9903-2024-26-6-166-179.

Authors:

Zinurov Vadim Eduardovich – Ph.D. of Technical Sciences, acting head of Engineering Graphics Department, e-mail: vadd_93@mail.ru

Utkin Maksim Olegovich – post-graduate student of Department of Technological Processes and Production Automation, e-mail: 209maks@mail.ru

Dmitriev Andrey Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Technological Processes and Production Automation, e-mail: ieremiada@gmail.com

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Khaliullin Damir Tagirovich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Machinery and Equipment in Agribusiness, e-mail: damirtag@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.

Dmitrieva Oksana Sergeevna – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department of Food Production Equipment, e-mail: ja_deva@mail.ru

Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.