

Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 11. С. 535–544
Thermal processes in engineering, 2024, vol. 16, no. 11, pp. 535–544

Научная статья
УДК 536.243
URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184265>
EDN: <https://www.elibrary.ru/FKALWQ>

Многокритериальная оптимизация теплового аккумулятора на основе фазового перехода с помощью методологии поверхности отклика

Р.А. Воропаев^{1✉}, В.Ю. Тугаенко²

^{1,2}ПАО «РКК «Энергия», Королев, Российская Федерация
¹voropaeffff@yandex.ru✉

Аннотация. Тепловой аккумулятор трубчатого типа на основе материала с фазовым переходом обеспечивает высокую эффективность хранения скрытой тепловой энергии. Эффективность и производительность устройства существенно зависят от геометрических параметров, таких как количество труб, их внутренний радиус и температуры теплоносителя на входе, что обуславливает необходимость оптимизационных исследований. В статье проводится анализ выбора наилучшей геометрии при постоянной массе всего теплового аккумулятора в различных соотношениях между его составляющими. Изучалось влияния входной температуры теплоносителя на критерии эффективности теплового аккумулятора. Для трех проектных переменных с помощью методологии поверхности отклика прогнозировались оптимальные значения времени работы теплового аккумулятора и значение полной поглощенной энергии к моменту достижения температуры на выходе выше заданного критического значения.

Ключевые слова: тепловой аккумулятор, плавление, материал с фазовым переходом, многокритериальные задачи оптимизации, система хранения тепловой энергии, моделирование, Ansys Fluent

Для цитирования. Воропаев Р.А., Тугаенко В.Ю. Многокритериальная оптимизация теплового аккумулятора на основе фазового перехода с помощью методологии поверхности отклика // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 11. С. 535–544. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184265>

Original article

Multicriterial optimization of a heat accumulator based on phase transition using response surface methodology

R.A. Voropaev^{1✉}, V.Yu. Tugaenko²

^{1,2}S.P. Korolev Rocket and Space Corporation Energia, Korolev, Russian Federation
¹voropaeffff@yandex.ru✉

Abstract. Modern space energy makes it possible to use advanced energy-consuming technologies such as radars, remote laser power supply systems, and 3D printers on board spacecraft. The relatively

short operating time of such devices is accompanied by kilowatt-level heat generation, which can pose a significant problem for traditional thermal management systems that use heat removal via radiators. An alternative solution for smoothing peak thermal loads are heat accumulators based on phase-change materials, which ensure optimal heat transfer.

A tubular heat accumulator based on a phase-change material ensures high efficiency of latent thermal energy storage. The efficiency and performance of the device significantly depend on geometric parameters such as the number of pipes, their internal radius, and the coolant temperature at the inlet, which necessitates optimization studies. The report presents a systematic approach used to solve the design problem, based on the developed calculation thermal models, and proposes a methodology for designing heat accumulators for various purposes. The concept of thermal calculation in space is a complex task and its solution requires the use of the results of various studies carried out relatively recently.

The article analyzes the choice of the best geometry at a constant mass of the entire heat accumulator in various ratios between its components. The influence of the input temperature of the coolant on the efficiency criteria of the heat accumulator was studied. For three design variables, the optimal values of the operating time of the heat accumulator and the value of the total absorbed energy by the time the outlet temperature reaches above a specified critical value were predicted using the response surface methodology.

Solving problems with moving boundaries is complex, since the law of motion of the phase separation is determined by the thermal conductivity of materials, boundary conditions and the rate at which latent heat is absorbed. The position of the phase transition boundary is unknown in advance and is part of the solution. Determining the heat removal characteristics during the phase transition involves solving the Stefan problem. An analytical solution to this problem exists only for the one-dimensional case. For any other geometry options, numerical solutions are used. Therefore, the thermal calculation is performed numerically in the ANSYS Fluent environment.

Keywords: heat accumulator, melting, phase change material, multicriteria optimization problems, thermal energy storage system, modeling, Ansys Fluent

For citation. Voropaev R.A., Tugaenko V.Yu. Multicriterial optimization of a heat accumulator based on phase transition using response surface methodology. *Thermal processes in engineering*. 2024, vol. 16, no. 11, pp. 535–544. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184265>

Введение

Технологию аккумулирования скрытой теплоты на основе фазового перехода нельзя назвать новой [1]. Существует множество работ на основе численных и экспериментальных исследований: про улучшения теплопередачи теплоаккумулирующего вещества (ТАВ) с помощью различных добавок [2], про метод ϵ -NTU (Effectiveness-Number of Transfer Units) эффективного количества единиц передачи, который основан на понятии эффективности теплообменника, представляющим собой отношение фактического теплообмена к максимально возможному теплообмену в идеальном теплообменнике [3]. Также обширная база исследований теплопередачи опирается на расчеты теплосопротивлений системы [4], на увеличение скорости плавления ТАВ с помощью металлических ребер [5], на при-

менение каскадных материалов с фазовым переходом [6] и влияние массового расхода и температуры входного теплоносителя на время плавления/затвердевания в теплообменных устройствах [7].

Одной из разновидностей применения ТАВ стало использование теплового аккумулятора (ТА) в жидкостных контурах систем терморегулирования (рис. 1). Например, в работе [8] роль тепловой нагрузки с большим пиковым тепловыделением играет лазер, который дистанционно обеспечивает энергией космический аппарат (КА). В составе научной аппаратуры такой ТА может служить для стабилизации пиковой тепловой нагрузки лазера, работающего в непрерывно-периодическом режиме. Обеспечение теплового режима мощных лазерных систем, работающих в непрерывно-периодическом режиме, является

сложной задачей в условиях космического пространства. Для решения этой проблемы используется ТА, который обеспечивает теплоотвод от лазера при помощи теплоносителя и аккумулярование тепловой энергии с помощью ТАВ. Принцип работы ТА заключается в поддержании температуры теплоносителя на выходе не выше заданного значения. В этом случае ТА представляет собой трубчатый теплообменник регенеративного типа, заполненный рабочим веществом, в каналах которого циркулирует теплоноситель. Однако на показатели производительности проектируемого ТА влияют следующие факторы, такие как: скорость теплоносителя, его температура, количество ТАВ, шаг труб внутри ТА, температура теплоносителя на входе и многие другие конструктивно-технологические параметры. Цель данного исследования является обоснование выбора оптимальной комбинации параметров ТА, используя метод многокритериальной оптимизации.

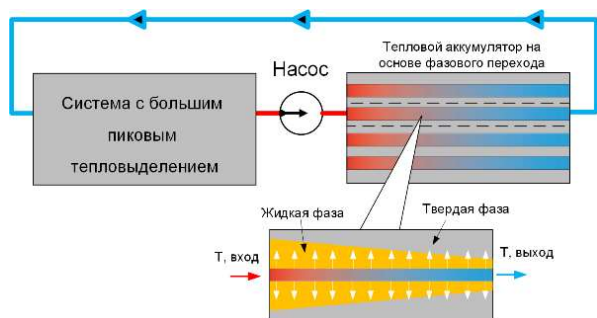


Рис. 1. Контур ТА с циркуляцией теплоносителя

Многокритериальная оптимизация – это мощный инструмент для решения сложных задач, где нужно учитывать множество конкурирующих целей для получения оптимального сочетания параметров. Он позволяет находить наиболее эффективные решения, учитывая ограничения и приоритеты. Имеется обширная база работ, связанных с исследованиями по многокритериальной оптимизации систем накопления тепловой энергии. В работе [9] с помощью моделей поверхности отклика (Response Surface Models, RSM [10]) анализируется влияние конструктивных параметров системы хранения тепловой энергии на ее производительность. Результаты свидетельствуют о том, что скорость теплоносителя и его температура на входе оказывают значительное влияние на время и энергоэффектив-

ность процесса зарядки ТА. Цель оптимизации – ускорить процесс зарядки ТА и одновременно увеличить количество накопленной энергии. Чтобы найти оптимальную комбинацию параметров, мы применяем функцию, которая показывает, насколько желателен результат (Desirability function) [11].

В работе в качестве базовой геометрии ТА выбрана конструкция, состоящая из одинаковых цилиндрических трубок, окруженных равным количеством ТАВ (рис. 2 а). Количество труб в процессе оптимизации изменялось от 13 до 19 штук, а внутренний радиус трубки – от 1 до 2 мм. Длина труб выбиралась постоянной – 2 метра. В зависимости от этих параметров рассчитывалась масса составляющих частей: труб, теплоносителя и ТАВ. Поскольку для моделирования полной геометрии требуется значительное количество вычислительных ресурсов, конструкция ТА упрощена до случая, который включает одну трубку, окруженную средним количеством ТАВ, приходящимся на нее. С целью упрощения расчетов моделирование трехмерной геометрии было преобразовано к двумерной осесимметричной области (рис. 2 б). Основные постоянные параметры ТА представлены в табл. 1. Предложенная модель будет использоваться в этом оптимизационном исследовании.

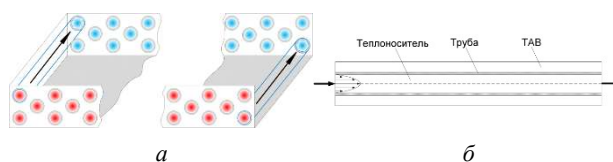


Рис. 2. Схематическая модель ТА

Для эффективного построения системы охлаждения непрерывно-периодических источников энергии с использованием фазопереходных материалов необходимо определить параметры конструкции, оптимизирующие поставленные критерии. Для решения проблемы обеспечения теплового режима требуется системный подход, на основе которого создаются расчетные тепловые модели. С их помощью можно провести исследование сложной системы. Цель работы: провести процедуру оптимизации конструкции ТА. Определить оптимальное количество труб и их радиус в ТА, при заданном массовом расходе теплоносителя, общей массе ТА и температуре теплоносителя на входе в ТА.

Таблица 1. Конструкторские переменные, постоянные параметры, свойства гексадекана и функции оценки производительности

Тип параметра	Название параметра	Обозначение	Единицы измерения	Диапазон значений
Переменные параметры	Количество труб	$N_{тр}$	шт.	[13, 19]
	Внутренний радиус	r_i	мм	[1, 2]
	Температура на входе	$T_{вх}$	К	[303, 307]
Постоянные параметры	Длина труб	L	м	2
	Массовый расход	\dot{m}	кг/с	$1,7 \times 10^{-2}$
	Масса ТА	$M_{ТА}$	кг	1,3
	Толщина труб	h	мм	0,2
	Начальная температура	T_0	К	291,3
Свойства гексадекана	Плотность	$\rho_{ТАВ}$	кг/м ²	770
	Теплопроводность	$\lambda_{ТАВ}$	Вт/(м×К)	0,14
	Теплоемкость	$c_{ТАВ}$	Дж/(кг×К)	2250
	Теплота плавления	$H_{ТАВ}$	Дж/кг	210 000
	Температура плавления	$T_{ТАВ}$	К	291,35
Функции оценки производительности	Температуры на выходе	$T_{вых}$	К	–
	Полная тепловая энергия	E	Дж	–
	Доля расплавленного ТАВ	K	ед.	–

2. Методология проектирования ТА

2.1 Проектные переменные и целевые функции

Согласно табл. 1, в этой работе общая масса конструкции $M_{ТА}$, длина L и толщина труб h , массовый расход теплоносителя \dot{m} и начальная температура T_0 принимались в качестве постоянных параметров ТА. Две основные проектные переменные – количество труб $N_{тр}$ и их внутренний радиус r_i рассматривались как переменные, оптимизирующие конструкцию ТА. Зависимости (или целевые функции) такие, как температура на выходе из теплообменника $T_{вых}$, накопленная энергия E и количество расплавленного ТАВ к моменту $t_{кр}$ достижения критической температуры на выходе, равной 300 К, выбраны в качестве показателей оптимизации тепловых характеристик во время процесса зарядки. Разные значения температуры на входе $T_{вх}$ показывают, каким образом они влияют на целевые функции и на сколько меняется эффективность работы ТА.

Уравнение (1) для $T_{вых}$ рассчитывается как средневзвешенная по массе температура на выходе из теплообменника:

$$T_{вых} = \frac{\int_0^{r_i} T(r) \rho_w u(r) 2\pi r dr}{\dot{m}} = \frac{\int_0^{r_i} T(r) u(r) r dr}{\int_0^{r_i} u(r) r dr}, \quad (1)$$

где $T(r)$ и $u(r)$ – профиль температур и скоростей на выходе из трубы, ρ_w – плотность воды.

Аккумулированная внутри ТА полная тепловая энергия E рассчитывается, согласно уравнению (2), до момента $t_{кр}$, когда температура на выходе $T_{вых}$ достигнет заданного значения $T_{кр} = 300$ К:

$$E = \int_0^{t_{кр}} \dot{m} c_{p,w} (T_{вх} - T_{вых}) dt, \quad (2)$$

где $c_{p,w}$ – удельная теплоемкость воды.

Значения целевых функций зависят от профилей температур и скоростей на входе в трубу. Распределение скорости и температуры теплоносителя рассчитывается из условия установившегося ламинарного течения в трубе [12]. Начальные профили скоростей и температур соответствуют полностью развитому и ламинарному течению в трубе. Уравнение (3) применяется для определения распределения скорости на входе в трубу:

$$u(r) = 2u_m \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где $u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c}$ – скорость на оси трубы.

Выбор диапазона проектных переменных для оптимизации ТА производился с учетом того, что общая масса конструкции сохранялась неизменной $M_{ТА} = 1,31$ кг. Например, увеличение внутреннего радиуса r_i при фиксированном количестве $N_{тр}$ приводит к увеличению массы труб

$$M_{тр} = N_{тр} \rho_{тр} L \pi [(r_i + h)^2 - r_i^2], \quad (4)$$

и уменьшению массы ТАВ

$$M_{ТАВ} = N_{тр} \rho_{ТАВ} L \pi [(r_i + h + d)^2 - (r_i + h)^2], \quad (5)$$

так как, согласно выражению (6), толщина слоя ТАВ для каждой трубы – d убывает быстрее, чем увеличивается r_i :

$$d(r_i) = \sqrt{(h + r_i)^2 - \frac{\rho_{тр}(h^2 + 2hr_i) + \rho_w r_i^2}{\rho_{ТАВ}} + \frac{M_{ТА}}{N_{тр} \rho_{тр} L \pi}} - (r_i + h). \quad (6)$$

На рис. 3 а представлены зависимости толщины слоя ТАВ $d(r_i)$ от внутреннего радиуса труб. Видно, что при увеличении r_i от 1 до 2 мм, d уменьшается более чем в 3,5 раза. Соотношения между массами компонент ТА в зависимости от r_i представлены на рис. 3 б.

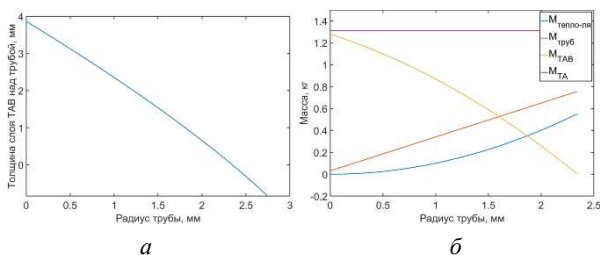


Рис. 3. Зависимость толщина слоя ТАВ каждой трубы (а) и массы отдельных компонент ТА (б) от внутреннего радиуса труб r_i для $N_{тр} = 16$ шт.

При фиксированном $r_i = 1,5$ мм и изменении $N_{тр}$ от 13 до 19 шт. аналогичные зависимости представлены на рис. 4.

Анализ зависимостей на рис. 3 и 4 показывает, что минимальные значения целевых функций достигаются в крайних случаях. Например, минимальный радиус трубы r_i приводит к формированию толстого слоя ТАВ вокруг каждой трубы и одновременно к минимальной площади теплообмена между теплоносителем и материалом с фазовым переходом. Из-за низкой теплопроводности ТАВ процесс его плавления будет длительным. С другой стороны, большое значение параметра d не позволит увеличить время работы ТА, поскольку небольшое количество ТАВ будет недостаточным для накопления необходимой энергии и поддержания температуры на выходе на уровне ниже критической $T_{кр}$. Таким образом, существует оптимальная комбинация значений радиуса труб r_i и их количества $N_{тр}$ для эффективного использования ТА в рамках поставленной задачи.

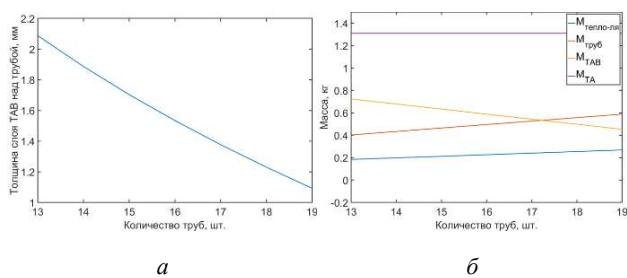


Рис. 4. Зависимость толщина слоя ТАВ над каждой трубой (а) и массы отдельных компонент ТА (б) от количества труб $N_{тр}$ при $r_i = 1,5$ мм.

Массовый расход теплоносителя через весь ТА \dot{m} является постоянной величиной, поэтому выбор диапазона изменения проектный переменный r_i и $N_{тр}$ напрямую связан со скоростью прокачки теплоносителя через каждую трубу $V_{(1)}$ которая выражается следующей зависимостью:

$$V_{(1)} = \frac{\dot{m}}{N_{тр} \pi \rho r_i^2}. \quad (7)$$

2.2 Численная модель

Численное моделирование исследуемого теплообменника с фазовым переходом выполнялось с помощью программного обеспечения Ansys Fluent. Было сделано несколько предположений для упрощения моделирования, а именно [13]:

- 1) Физические свойства воды предполагаются постоянными и равными свойствам при температуре на входе;
- 2) Теплоемкость, теплопроводность и температура фазового перехода ТАВ постоянны;
- 3) Внутри ТАВ отсутствует движение жидкости, а перенос тепла осуществляется только посредством теплопроводности;
- 4) Границы снаружи ТА являются адиабатическими.

На основании вышеизложенных предположений основные уравнения для моделирования представлены следующим образом. Для 2D осесимметричной геометрии уравнение непрерывности задается выражением [14]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = 0, \quad (8)$$

где x – осевая координата, r – радиальная координата, v_x – осевая скорость, v_r – радиальная скорость.

Для 2D осесимметричной геометрии уравнения сохранения осевого и радиального импульса задаются следующим образом [14]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \times \vec{v}) \right) \right] + \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

и

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \times \vec{v}) \right) \right] + \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] - \\ & - 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2\mu}{3r} (\nabla \times \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r}, \end{aligned} \quad (10)$$

где p – статистическое давление, μ – молекулярная вязкость.

Также уравнение энергии [14]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla \times (\rho \vec{u} H) = \nabla \times (\lambda \nabla T), \quad (11)$$

где \vec{u} – вектор скорости, ρ – плотность, T – температура, λ – теплопроводность. Энтальпия H рассчитывается как сумма явной энтальпии h и скрытой теплоты Δh : $H = h + \Delta h$.

Вычисление чисел Рейнольдса с использованием заданного расхода теплоносителя, различного количества и радиусов труб, показало, что максимальное значение $Re = 917$ достигается в случае, когда минимальное число трубок $N_{тр} = 13$ и наименьший внутренний радиус $r_i = 1$ мм. Поэтому для всех случаев геометрических размеров ТА, поток жидкости в трубах ламинарный. Условие $Gr \times Pr < 8 \times 10^5$ означает, что эффектами естественной конвекции можно пренебречь, и течение жидкости в данном случае является свободным.

Теплофизические свойства ТАВ (гексадекана) описаны в работах [15], [16], а основные представлены в табл. 1. Использование этого алкана в качестве материала с фазовым переходом выбрано с целью отбора явной тепловой энергии от теплоносителя и преобразование ее в скрытую энергию в температурном диапазоне около 18 °С.

2.3 Модель поверхности отклика. Многокритериальная оптимизация

Методология поверхности отклика используется для изучения взаимосвязи между набором параметров, которые называются проектными переменными, и конструктивными характеристикам ТА (переменными отклика или целевыми функциями), отражающие производительность системы хранения энергии [17].

Одной из основных задач в методологии поверхности отклика является поиск оптимального набора экспериментальных значений, при которых целевые функции достигают своих максимальных или минимальных величин. Это означает, что эксперименты (в данном случае моделирование) должны определять набор значений отклика таким образом, чтобы прогнозирующая способность уравнения регрессии (12) была высокой (то есть, чтобы коэффициенты уравнения были такими, чтобы отклонения от результатов моделирования были наименьшими).

Строятся три различных полиномов второго порядка (12), чтобы количественно оценить, как три параметра производительности $T_{вых}$, E и K зависят от каждого переменного параметра ТА – $N_{тр}$, r_i и $T_{вх}$. Три набора параметров, включая диапазоны значений, представлены в табл. 1.

Поскольку проектные переменные меняются в большом диапазоне значений, в этом исследовании будем использовать модель второго порядка, в которой модель поверхности отклика может быть выражена в виде полиномиальной зависимости:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{j-1} \sum_{j=2}^n \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon, \quad (12)$$

где $x_{i,j}$ – проектные переменные, они выражаются в натуральных единицах измерениях. β_0 , β_i , β_{ii} , β_{ij} – постоянные коэффициенты. ε – член, который представляет собой статистическую ошибку. Часто предполагают, что ε имеет нормальное распределение.

Метод наименьших квадратов обычно используется для оценки постоянных коэффициентов: β в уравнении (12) выбираются так, чтобы сумма квадратов ошибок $\sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2$ была минимизирована [17].

В общем случае, после преобразований, уравнение (12) можно записать в матричной форме:

$$Y = bX + E, \quad (13)$$

где Y является матрицей измеряемых значений, а X – матрицей проектных переменных. Матрицы b и E состоят из коэффициентов β и ошибок ε соответственно. Решение (13) можно получить с помощью матричного преобразования [18], [17].

$$b = (X^T X)^{-1} X^T Y, \quad (14)$$

где X^T транспонированная матрица X , а $(X^T X)^{-1}$ обратная матрица $X^T X$. Чтобы существовала матрица X^{-1} , X – должна быть невырожденной, то есть $\det X^{-1} \neq 0$.

Минимизация числа трудоемких и ресурсозатратных моделирований является приоритетной задачей. Поэтому для эффективной оценки параметров модели обычно применяют специальные планы экспериментов, часто называемые планами для изучения поверхности отклика [19].

2.3.1 Экспериментальный план Бокса–Бенкена (Box–Behnken design)

Стратегия применения планов заключается в принципе постепенного планирования, постепенного усложнения модели. Начинают с простейшей модели, находя для нее коэффициенты и определяя точность. Если точность не удовлетворительная, то планирование и модель постепенно усложняются [19]. В данном исследовании применен план Бокса–Бенкена, обеспечивающий необходимую точность для аппроксимации экспериментальных данных.

Бокс и Бенкен разработали семейство эффективных трехуровневых конструкций для подгонки поверхностей отклика второго порядка [20]. Методика построения плана следующая: создается гиперкуб в пространстве проектных переменных (рис. 5), где каждая переменная x_i отображается в закодированном виде, диапазон изменения которых принадлежит отрезку $[-1; +1]$. Закодированные переменные отображаются буквами А, В, С (табл. 2). Формула преобразование проектных переменных имеет следующий вид:

$$A = \left(x_1 - \frac{x_{1,max} + x_{1,min}}{2} \right) \frac{2}{x_{1,max} - x_{1,min}}, \quad (15)$$

где $A \equiv N_{тр}$ – первая проектная переменная, количество труб $x_1 \equiv N_{тр}$.

Таблица 2. Закодированные переменные в плане Бокса–Бенкена

Название закодированной переменной	Кодировка	Диапазон кодировки
Количество труб, $N_{тр}$	А	$[-1, 1]$
Внутренний радиус трубы, r_i	В	$[-1, 1]$
Температура на входе, $T_{вх}$	С	$[-1, 1]$

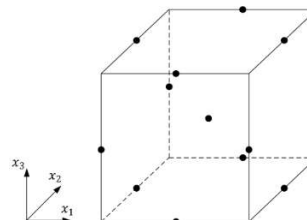


Рис. 5. План Бокса–Бенкена для случая трех проектных переменных

Количество экспериментов N , необходимое для разработки плана Бокса–Бенкена, определяется как $N = 2k(k - 1) + 1$, где k – количество переменных x_i . Табл. 3 содержит параметры ТА для каждого из $N = 13$ экспериментов. Как упоминалось выше, в качестве основных переменных выбраны следующие: $N_{тр}$ (количество труб), r_i (их внутренний радиус) и температура на входе $T_{вх}$. При заданной массе ТА $M_{ТА} = 1,31$ кг, толщине труб $h = 0,2$ мм, общем массовом расходе теплоносителя $\dot{m} = 1,7 \times 10^{-2}$ кг/с и длине труб $L = 2$ м, взаимосвязь этих переменных определяет толщину слоя ТАВ $d(r_i)$ над каждой трубой и скорость течения теплоносителя $V_{(1)}$ (формулы (6) и (7)). План Бокса–Бенкена требует 13 различных комбинаций проектных переменных для построения поверхности отклика (см. рис. 5). Вводные данные для численного расчета целевых функций и построения поверхности отклика представлены в табл. 3.

Таблица 3. Параметры для численного расчета

Комбинация №	$N_{тр}$, ШТ	r_i , мм	$T_{вх}$, К	$d(r_i)$, мм	$V_{(1)}$, м/с
1	13	1,0	305	2,86	0,4081
2	13	1,5	303	2,09	0,1814
3	13	1,5	307	2,09	0,1814
4	13	2,0	305	1,27	0,1020
5	16	1,0	307	2,35	0,3316
6	16	1,0	303	2,35	0,3316
7	16	1,5	305	1,53	0,1474
8	16	2,0	303	0,66	0,0829
9	16	2,0	307	0,66	0,0829
10	19	1,0	305	1,96	0,2792
11	19	1,5	303	1,09	0,1241
12	19	1,5	307	1,09	0,1241
13	19	2,0	305	0,14	0,0698

3. Результаты и анализ

Рис. 6 иллюстрирует результаты оптимизации, представленные в виде трехмерной поверхности отклика. Поверхность отображает зависимость времени достижения критической выходной температуры от внутреннего радиуса труб r_i и их количества $N_{тр}$ при постоянной входной температуре $T_{вх} = 305$ К. График демонстрирует значительное влияние $N_{тр}$ и r_i на время достижения критической температуры (300 К) на выходе из теплового аккумулятора. Увеличение $N_{тр}$ и r_i сокращает это время за счет уменьшения массы ТАВ (рис. 4 и 3), увеличения площади контакта с теплоносителем и, следовательно, повышения мощности теплосъема. В итоге, система быстрее достигает неработоспособного состояния, поддерживая выходную температуру выше критического значения $T_{кр}$.

Напротив, снижение числа труб $N_{тр}$ и их радиуса r_i приводит к увеличению массы ТАВ и, соответственно, толщины слоя гексадекана над каждой трубой. Уменьшение площади контакта между теплоносителем и ТАВ снижает мощность теплосъема. Низкая теплопроводность гексадекана и медленное распространение фазового фронта дополнительно замедляют процесс плавления, в результате чего время работы теплового аккумулятора не достигает своего максимального значения к моменту достижения критической температуры на выходе.

Однако, максимальное время работы ТА наблюдается в диапазоне параметров, где увеличение числа труб сопровождается уменьшением их радиуса, и наоборот. Эта область оптимальных параметров представлена на рис. 6 в виде наклонного «гребня». Поскольку общая масса ТА постоянна, изменение числа $N_{тр}$ и радиуса r_i труб влияет на скорость потока теплоносителя, площадь контакта с ТАВ, толщину слоя гексадекана и соотношение между массами компонент. Взаимодействие определяющих факторов обуславливает температурную динамику и, соответственно, эффективность накопления энергии. Максимальное время работы ТА напрямую связано с его энергоемкостью. Практически полное совпадение графиков полной поглощенной энергии (рис. 7) и времени работы ТА подтверждает, что параметры r_i и $N_{тр}$, максимизирующие время работы, одновременно максимизируют энергоемкость устройства.

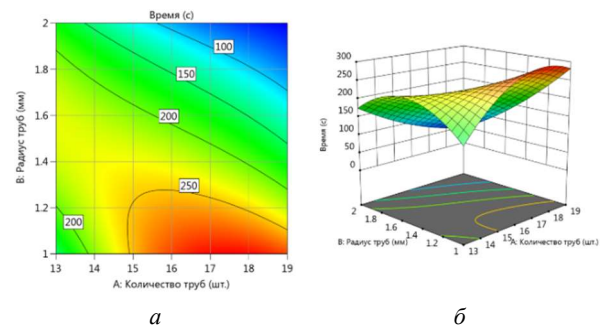


Рис. 6. График поверхности отклика для времени работы ТА в зависимости от r_i и $N_{тр}$ при $T_{вх} = 305$ К

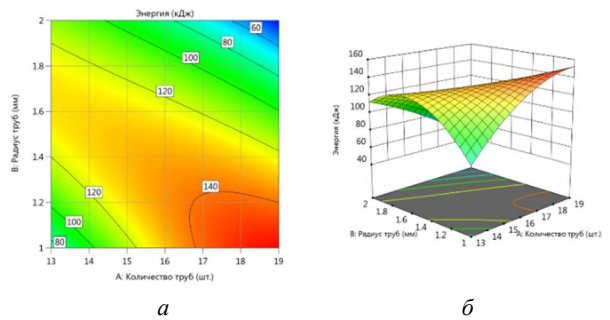


Рис. 7. График поверхности отклика для полной поглощенной энергии в зависимости от r_i и $N_{тр}$ при $T_{вх} = 305$ К

Входная температура существенно влияет на время работы устройства. Как иллюстрирует рис. 8, повышение входной температуры с 303 К до 307 К приводит к уменьшению максимального времени достижения критической температуры (с 474 до 184 секунд при $r_i = 1$ мм и изменении $N_{тр}$ от 16 до 19). Однако, это наблюдение не распространяется на комбинации больших значений r_i и $N_{тр}$. В последних случаях, значительная площадь теплообмена и низкая скорость потока минимизируют зависимость времени работы от входной температуры. Это объясняется более равномерным распределением поглощенной энергии вдоль труб в тепловом аккумуляторе с большим количеством труб и большим внутренним диаметром к моменту достижения критической температуры на выходе. Чем дольше работает тепловой аккумулятор, тем больше он подвержен влиянию изменения входной температуры теплоносителя. Представленное на рис. 9 распределение накопленной энергии вдоль трубы для различных областей поверхности отклика, подтверждает данное утверждение.

Табл. 4 отображает результаты многокритериальной оптимизации. Представлены параметры конструкции при которых достигаются мак-

симальные значения времени работы t , аккумулярованной энергии E и доли расплавленного ТАВ K для различных температур на входе.

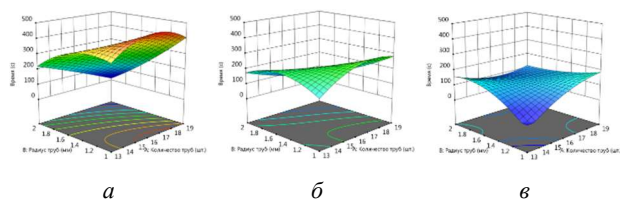


Рис. 8. График поверхности отклика для времени работы ТА в зависимости от r_i и $N_{тр}$ для различных $T_{вх} = 303$ К (а), $T_{вх} = 305$ К (б) и $T_{вх} = 307$ К (в)

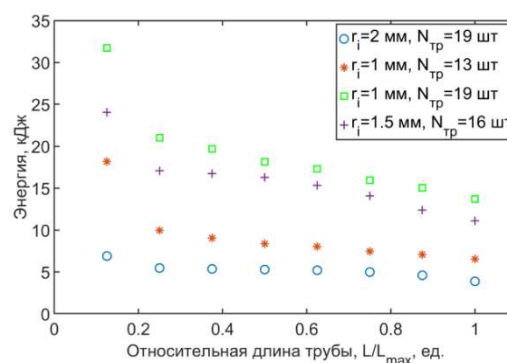


Рис. 9. График полной энергии для каждой секции трубы к моменту достижения критической температуры на выходе из ТА, и для различных r_i и $N_{тр}$, при условии $T_{вх} = 305$ К

Таблица 4. Результаты многокритериальной оптимизации

$T_{вх}, К$	Max t , с			Max K , %			Max E , кДж		
	303	305	307	303	305	307	303	305	307
$N_{тр}$, шт.	16	18	19	19	19	19	17	19	19
r_i , мм	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0	2,0	1,0	1,0	1,0
t , с	473	297	183	27	53	113	472	280	184
E , кДж	171	148	123	19	46	64	176	152	123
K , %	86	72	57	100	100	100	91	76	56

4. Заключение

В работе проводилась оптимизация ТА с фазовым переходом трубчатого типа. Производительность такого устройства существенно зависит от геометрических параметров: количество труб, их радиус и от входной температуры теплоносителя. Результаты исследования демонстрируют нелинейную зависимость времени работы теплового аккумулятора от количества и радиуса труб, а также от входной температуры теплоносителя. Накопленная к моменту достижения критической температуры энергия определяет время работы ТА. Влияние входной температуры теплоносителя на время работы ТА уменьшается по мере сокращения времени его работы. Это связано с тем, что по мере зарядки энергия распределяется более равномерно вдоль устройства, и входная температура играет меньшую роль.

Получено оптимальное соотношение параметров конструкции с целью максимизировать время поддержания на выходе определенной температуры. Результаты оптимизации могут быть использованы для проектирования проточных систем накопления скрытого тепла и корректировки рабочих параметров.

Список источников

1. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Boca Raton: CRC Press, 2012. 631 p.

2. Mancin S., Diani A., Doretto L. et al. Experimental analysis of phase change phenomenon of paraffin waxes embedded in copper foams // International Journal of Thermal Sciences. 2015. Vol. 90. pp. 79–89.

3. Tay N.H.S., Belusko M., Bruno F. An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems // Applied Energy. 2012. Vol. 91. № 1. pp. 309–319.

4. Tay N.H.S., Belusko M., Castell A. et al. An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model // Applied Energy. 2014. Vol. 131. pp. 377–385.

5. Kamkari B., Shokouhmand H. Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 78. pp. 839–851.

6. Zayed M.E., Zhao J., Elsheikh A.H. et al. Applications of cascaded phase change materials in solar water collector storage tanks. A review // Solar Energy Materials and Solar Cells. 2019. Vol. 199. pp. 24–49.

7. Youssef W., Ge Y.T., Tassou S.A. CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 157. pp. 498–510.

8. Евдокимов Р.А., Тугаенко В.Ю., Щербенко Н.В. Перспективы применения и отработки технологии беспроводной передачи электрической энергии между космическими аппаратами // Инженерный журнал: наука и инновации. 2022. Т. 127. № 7. DOI: 10.18698/2308-6033-2022-7-2196

9. Chunyu L., Haibin Y. Multi-objective optimization of a concrete thermal energy storage system based on res-

- ponse surface methodology. *Applied Thermal Engineering*. 2022. 202 p.
10. Jensen W.A. Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments // *Journal of Quality Technology*. 2017. Vol. 49. № 2. pp. 186–188.
 11. Castillo E. *Process Optimization: A Statistical Approach* // New York: Springer Science & Business Media, 2007. 462 p.
 12. Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L. et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: Wiley, 2006.
 13. Lu B., Wu J., Liang Z. et al. Circuitry arrangement optimization for multi-tube phase change material heat exchanger using genetic algorithm coupled with numerical simulation // *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 175. pp. 213–226.
 14. Fluent ANSYS. *Ansys fluent theory guide* / ANSYS Inc. USA, 2011. Vol. 15317. pp. 724–746.
 15. Хасаншин Т.С., Самуйлов В.С., Щемелев А.П. Термодинамические свойства бинарных жидких смесей n-алканов: n-декан + n-гексадекан // *Теплофизика высоких температур*. 2010. Т. 5. С. 699–706.
 16. Александров И.С., Герасимов А.А., Григорьев Б.А. Фундаментальное уравнение состояния нормального гексадекана // *Вести газовой науки*. 2019. Т. 1. № 38. С. 49–60.
 17. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-Cook C.M. *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments* – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2009. 680 p.
 18. Raissi S.R., Farsani E. Statistical process optimization through multi-response surface methodology // *International Journal of Mathematical and Computational Sciences*. 2009. Vol. 3. pp. 197–201.
 19. Сидняев Н.И. *Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных*. М.: Издательство Юрайт, 2024. Т. 2. 495 с.
 20. Box G.E.P., Behnken D.W. Some New Three Level Designs for the Study of Quantitative Variables // *Technometrics*. 1960. Vol. 2. № 4. pp. 455–475.
- References**
1. Kakac S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed, CRC Press; 2012, 631 p.
 2. Mancin S, Diani A, Doretti L et al. Experimental analysis of phase change phenomenon of paraffin waxes embedded in copper foams: *International Journal of Thermal Sciences*. 2015;90:79–89.
 3. Tay NHS, Belusko M, Bruno F. An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems: *Applied Energy*. 2012; 91(1):309–319.
 4. Tay NHS, Belusko M, Castell A et al. An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model: *Applied Energy*. 2014;131: 377–385.
 5. Kamkari B, Shokouhmand H. Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins: *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014;78:839–851.
 6. Zayed ME, Zhao J, Elsheikh AH et al. *Applications of cascaded phase change materials in solar water collector storage tanks. A review: Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2019;199:24–49.
 7. Youssef W, Ge YT, Tassou SA. CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes: *Energy Conversion and Management*. 2018;157:498–510.
 8. Evdokimov RA, Tugaenko VYu, Shcherbenko NV. Application and development prospects for spacecraft-to-spacecraft wireless transmission of electrical energy. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2022;127(7). (In Russ.). DOI: 10.18698/2308-6033-2022-7-2196
 9. Chunyu L, Haibin Y. *Multi-objective optimization of a concrete thermal energy storage system based on response surface methodology: Applied Thermal Engineering*; 2022. 202 p.
 10. Jensen WA. Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments. *Journal of Quality Technology*. 2017;49(2):186–188. DOI: 10.1080/00224065.2017.11917988
 11. Castillo E. *Process Optimization: A Statistical Approach*. New York: Springer Science & Business Media; 2007. 462 p.
 12. Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6nd ed. New York: Wiley; 2006.
 13. Lu B, Wu J, Liang Z et al. Circuitry arrangement optimization for multi-tube phase change material heat exchanger using genetic algorithm coupled with numerical simulation. *Energy Conversion and Management*. 2018; 175:213–226.
 14. Fluent ANSYS, Ansys fluent theory guide. *Ansys Inc. USA*. 2011. p. 724–746.
 15. Khasanshin TS, Samuilov VS, Shchemelev AP. Thermodynamic properties of binary liquid mixtures of n-alkanes: n-decane + n-hexadecane. *High-temperature thermal physics*. 2010;5:699–706 (In Russ.). DOI: 10.1134/S0018151X1005007X
 16. Aleksandrov IS, Gerasimov AA, Grigor'ev BA. Fundamental equation of state for normal hexadecane. *Vesti gazovoi nauki*. 2019;1(38):49–60. (In Russ.).
 17. Myers RH, Montgomery DC, Anderson-Cook CM. *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. John Wiley & Sons; 2009. 680 p.
 18. Raissi S, Farsani RE. Statistical process optimization through multi-response surface methodology. *International Journal of Mathematical and Computational Sciences*. 2009;3:197–201.
 19. Sidnyaev NI. *Theory of experimental design and analysis of statistical data*. Moscow: Urait; 2024. 495 p. (In Russ.).
 20. Box GEP, Behnken DW. Some New Three Level Designs for the Study of Quantitative Variables. *Technometrics*. 1960;2(4):455–475. DOI: 10.1080/00401706.1960.