



КАПИЛЛЯРНЫЙ ТРАНСПОРТ И ОГРАНИЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ В УПОРЯДОЧЕННЫХ ПОРИСТЫХ ФИТИЛЯХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Булаева¹ В.С., Савченков² А.М., Савченкова³ Н.М.

НИУ «Московский энергетический институт», Москва, Россия

¹BulayevaVS@mpei.ru, ²SavchenkovAM@mpei.ru, ³SavchenkovaNM@mpei.ru

Резюме: АКТУАЛЬНОСТЬ исследования обусловлена необходимостью повышения надёжности и эффективности пассивных систем терморегулирования для космических аппаратов, где отсутствие конвекции и микрогравитация делают традиционные методы охлаждения неприменимыми. ЦЕЛЬ. Разработать параметрическую модель упорядоченной пористой структуры фитиля, провести расчёт гидравлических характеристик – пористости, проницаемости, гидравлического диаметра, капиллярного давления, скорости течения и числа Рейнольдса и определить ограничения по длине тепловой трубы при заданных геометрических параметрах. МЕТОДЫ. Использованы методы геометрического моделирования единичной ячейки в САД-среде и аналитические расчёты на основе уравнений Дарси, капиллярного давления и гидравлического диаметра. В качестве теплоносителя принята вода при температуре 50 °С. РЕЗУЛЬТАТЫ. Показано, что пористость структуры остаётся постоянной ($\approx 0,63$) при масштабировании, в то время как проницаемость и гидравлический диаметр возрастают с увеличением размера ячейки. Установлено, что характер течения ламинарный ($Re \approx 89$). Построены зависимости капиллярного давления и максимальной длины трубы от гидравлического диаметра. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Рабочие характеристики тепловых труб с упорядоченными фитилями в основном ограничены компромиссом между капиллярным давлением (благоприятно для мелких пор) и сопротивлением потоку (благоприятно для крупных пор). Разработанная аналитическая модель позволяет прогнозировать теплогидравлическое поведение на этапе проектирования. Эти результаты подтверждают целесообразность аддитивного производства для систем терморегулирования космических аппаратов следующего поколения, особенно для длительных миссий, где надёжность и предсказуемость имеют первостепенное значение. Конкретные области применения включают кубсаты (5–50 Вт), системы МКС (70–100 кВт) и лунные/марсианские базы (5–50 кВт). В будущих исследованиях следует провести экспериментальную проверку прототипных конструкций.

Ключевые слова: тепловая труба; упорядоченная пористая структура; капиллярное давление; гидравлический диаметр; число Рейнольдса; фитиль; системы терморегулирования.

Для цитирования: Булаева В.С., Савченков А.М., Савченкова Н.М. Капиллярный транспорт и ограничения эффективности в упорядоченных пористых фитилях тепловых труб // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 4. С. 193–205. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-4-193-205.

CAPILLARY TRANSPORT AND EFFICIENCY LIMITATIONS IN ORDERED POROUS HEAT PIPES

Bulayeva¹ V.S., Savchenkov² A.M., Savchenkova³ N.M.

National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia

¹BulayevaVS@mpei.ru, ²SavchenkovAM@mpei.ru, ³SavchenkovaNM@mpei.ru

Abstract: The relevance of the study is determined by the need to improve the reliability and efficiency of passive thermal control systems for spacecraft, where the absence of convection and microgravity make traditional cooling methods inapplicable. OBJECTIVE. To develop a parametric model of the ordered porous structure of the wick, calculate the hydraulic characteristics—porosity, permeability, hydraulic diameter, capillary pressure, flow velocity,

and Reynolds number—and determine the limitations on the heat pipe length for given geometric parameters. **METHODS.** The study utilized methods of geometric modeling of a single cell in a CAD environment and analytical calculations based on the Darcy equations, capillary pressure, and hydraulic diameter. Water at a temperature of 50 °C was adopted as the coolant. **RESULTS.** The porosity of the structure was shown to remain constant (≈ 0.63) upon scaling, while permeability and hydraulic diameter increase with increasing cell size. The flow pattern is found to be laminar ($Re \approx 89$). Capillary pressure and maximum pipe length are plotted as functions of hydraulic diameter. **CONCLUSION.** The performance of heat pipes with ordered wicks is primarily limited by the tradeoff between capillary pressure (favorable for small pores) and flow resistance (favorable for large pores). The developed analytical model enables the prediction of thermal-hydraulic behavior at the design stage. These results support the feasibility of additive manufacturing for next-generation spacecraft thermal control systems, particularly for long-duration missions where reliability and predictability are paramount. Specific application areas include CubeSats (5–50 W), ISS systems (70–100 kW), and lunar/Martian bases (5–50 kW). Future research should experimentally validate prototype designs.

Keywords: heat pipe; ordered porous structure; capillary pressure; hydraulic diameter; Reynolds number; wick; thermal control systems.

For citation: Bulayeva V.S., Savchenkov A.M., Savchenkova N.M. Capillary transport and efficiency limitations in ordered porous heat pipes. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2026; 28 (4): 193-205. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-4-193-205.

Введение (Introduction)

В условиях космического пространства поддержание заданного теплового режима бортовой аппаратуры является одной из ключевых задач, определяющих надёжность, функциональную стабильность и ресурс космических аппаратов (КА) - от низкоорбитальных спутников до межпланетных станций и лунных посадочных модулей [1, 2]. Отсутствие атмосферы делает невозможным применение конвективных методов охлаждения, а жёсткие ограничения на массу, энергопотребление и объём исключают использование активных систем терморегулирования с механическими насосами или вентиляторами. В этих условиях пассивные решения, основанные на физических принципах переноса тепла без внешних источников энергии, становятся единственным надёжным вариантом для обеспечения теплоотвода от высоконагруженных электронных компонентов, силовых модулей и научной аппаратуры.

Наиболее эффективным и проверенным инструментом в этом классе являются тепловые трубы (ТТ) – герметичные двухфазные теплопередающие устройства, в которых перенос тепла осуществляется за счёт испарения рабочего тела в зоне нагрева, переноса пара в зону конденсации и последующего возврата конденсата в зону испарения под действием капиллярных сил [3, 4]. Эффективная теплопроводность таких устройств в десятки и даже сотни раз выше в сравнение с другими теплообменными аппаратами, что делает их незаменимыми в космической технике.

Фундаментальные принципы работы тепловых труб и методики их расчёта для космических применений подробно изложены в методических указаниях Иванова и Петрова [5], что позволяет использовать данные подходы в качестве базиса для настоящего исследования.

Ключевым элементом, определяющим работоспособность тепловой трубы, является фитиль – пористая структура, расположенная вдоль внутренней поверхности оболочки и обеспечивающая капиллярный возврат жидкости. Традиционно фитили изготавливаются методами спекания металлических порошков, намотки сеток или укладки волокон [6]. Однако такие технологии приводят к формированию хаотичной структуры, характеризующейся широким распределением размеров пор, наличием замкнутых полостей и локальных зон с недостаточным смачиванием. В условиях микрогравитации, где гравитационная составляющая не способствует перемещению жидкости, это вызывает неравномерное распределение теплоносителя, образование «мёртвых зон», нестабильность капиллярного подъёма и, как следствие, снижение теплопередающей способности на 30–40 %, что подтверждено данными космических экспериментов [7].

В этой связи в последние годы всё большее внимание уделяется инженерным

пористым структурам с заданной геометрией – упорядоченным фитилям, в которых размер, форма и взаимное расположение пор строго определены на этапе проектирования. Такие структуры обеспечивают предсказуемое распределение капиллярного давления, отсутствие несмачиваемых зон, повышенную механическую прочность и возможность точного расчёта гидравлических и тепловых характеристик ещё до изготовления прототипа [8]. Реализация подобных решений стала возможной благодаря развитию аддитивных технологий – таких как лазерное спекание металлических порошков (DMLS) или связующая печать (BMD), которые позволяют создавать сложные трёхмерные решётки с точностью до микрометра [9]. Международные исследования, в том числе работы Rathore et al. по TPMS-геометриям (Triply Periodic Minimal Surfaces), демонстрируют значительный потенциал таких структур для повышения эффективности тепловых труб в условиях невесомости [3, 8].

Несмотря на прогресс, остаётся нерешённой задача количественного определения предельных характеристик упорядоченных фитилей, в частности, максимально допустимой длины тепловой трубы при заданной геометрии поры, а также обоснованного выбора метода расчёта гидравлического диаметра для сложных гибридных структур.

Цель настоящего исследования заключается в разработке параметрической модели упорядоченной пористой структуры фитиля на основе периодически повторяющейся кубической ячейки, аналитическом расчёте её ключевых гидравлических характеристик – пористости, проницаемости, гидравлического диаметра, капиллярного давления, скорости течения и числа Рейнольдса – и определении фундаментальных ограничений по длине тепловой трубы как функции геометрических параметров.

Научная значимость работы состоит в установлении строгих количественных зависимостей между топологией порового пространства и гидродинамическими параметрами, что позволяет перейти от эмпирического подбора фитилей к модельно-ориентированному проектированию и прогнозировать работоспособность системы без проведения дорогостоящих натурных испытаний.

Литературный обзор (Literature Review)

Современные исследования в области тепловых труб (ТТ) всё более сосредоточены на структурной оптимизации фитильной прослойки – ключевого элемента, определяющего эффективность капиллярного возврата рабочей жидкости. Классическая монография по-прежнему остаётся одним из основных источников, охватывающим термодинамические и гидродинамические основы работы ТТ. Однако в них не рассматриваются возможности цифрового проектирования и аддитивного производства, что ограничивает её применимость к новым классам фитилей с заданной топологией пор.[10]

В отечественной практике преобладают традиционные технологии изготовления фитилей: спекание порошков металлов, наслаивание сеток или намотка проволоки [6]. Эти методы обеспечивают приемлемую пористость (обычно в диапазоне 0,45–0,55), однако поровое пространство остаётся статистически неоднородным, с непредсказуемым распределением размеров пор, наличием замкнутых полостей и «мёртвых зон». Как показано в работах Гончарова и Двирного [6], такие структуры демонстрируют значительный разброс характеристик даже при идентичных технологических режимах, что затрудняет сертификацию для космических применений.

В последние годы глобальное научное сообщество активно переходит к инженерным пористым структурам с упорядоченной геометрией. Особое внимание привлекают геометрии на основе трипло-периодических минимальных поверхностей (TPMS) – такие как Gyroid, Diamond или Primitive. Rathore и соавт. [8], используя численное моделирование в ANSYS Fluent, показали, что TPMS-структуры обеспечивают не только высокую удельную поверхность, но и направленный капиллярный транспорт даже при наклоне или в условиях невесомости. Это особенно важно для космических аппаратов, где гравитационная составляющая отсутствует.

Параллельно в Китае развиваются методы многоуровневого моделирования капиллярной производительности. Патент CN115795901A [11], разработанный Шанхайским университетом Цзяотонг, предлагает алгоритм расчёта эффективной проницаемости и капиллярного давления для гибридных фитилей, сочетающих макро- и микропоры. Это свидетельствует о переходе от эмпирических подходов к модельно-ориентированному проектированию.

В России также наблюдаются заметные подвижки в направлении аддитивных технологий. Патент РФ 219432U1 [9], принадлежащий Новосибирскому государственному техническому университету, предлагает пространственную

решётчатую структуру, для применения в теплообменных аппаратах. Подобные решения доказывают, что нынешний уровень технологий позволяет производить, при минимальной погрешности, структуры различных форм и размеров, что открывает путь к созданию «умных» фитилей, адаптированных под нестационарные тепловые нагрузки.

Особую значимость приобретают экспериментальные данные в условиях микрогравитации. Работы, выполненные по результатам космического эксперимента на борту МКС, однозначно показала, что эффективность спечённых фитилей в невесомости снижается на 30–40% по сравнению с наземными условиями, в то время как упорядоченные структуры сохраняют до 90% своей производительности. Это делает их практически единственным решением для перспективных космических миссий.

Отдельный аспект – выбор рабочего тела. Для диапазона температур 30–100 °С, характерного для бортовой электроники спутников, вода остаётся оптимальным теплоносителем благодаря высокой теплоте парообразования (2257 кДж/кг при 100 °С) и значительному поверхностному натяжению (0,05885 Н/м при 100 °С) [12].

Современные исследования в области тепловых труб фокусируются на оптимизации фитильной структуры. В российской практике широко применяются спечённые фитили, как показано в работах Иванова и Петрова [6], однако их структура остаётся хаотичной, что затрудняет расчёт.

Несмотря на существенный прогресс, в литературе отсутствуют количественные зависимости, позволяющие на этапе проектирования оценить максимально допустимую длину тепловой трубы L_{max} при заданной геометрии фитиля. Большинство работ ограничиваются качественными сравнениями или локальными численными симуляциями. Кроме того, не решена проблема выбора метода расчёта гидравлического диаметра для гибридных структур, сочетающих цилиндрические, сферические и сложные криволинейные поры. Наконец, остаётся неясным, как количественно уравновесить высокое капиллярное давление (требует мелких пор) и низкое гидравлическое сопротивление (требует крупных пор).

Именно эти нерешённые вопросы и определяют научную новизну настоящего исследования, в котором впервые представлены аналитические зависимости $L_{max}(d_h)$ для упорядоченной структуры с заданной топологией, а также проведено сравнение трёх методов определения гидравлического диаметра с учётом физической природы капиллярного транспорта.

Материалы и методы (Materials and methods)

В настоящем исследовании применён комбинированный методологический подход, сочетающий параметрическое трёхмерное геометрическое моделирование и аналитические расчёты на основе фундаментальных уравнений гидродинамики пористых сред. Выбор данной стратегии обусловлен необходимостью обеспечения высокой воспроизводимости результатов при сохранении физической достоверности модели за счёт строгого учёта геометрической сложности структуры. Использование аналитических зависимостей позволяет исключить численные ошибки дискретизации, характерные для чисто численных методов (CFD), и получить явные функциональные зависимости между геометрическими параметрами и гидравлическими характеристиками.

Объектом исследования выступает упорядоченная пористая структура фитиля, предназначенная для использования в тепловых трубах систем терморегулирования космических аппаратов. Структура построена на основе принципа периодического повторения единичной ячейки, обладающей свойством геометрического подобия. Каждая ячейка представляет собой куб с длиной ребра H , варьируемой в диапазоне от 0,1 до 1,4 мм, что позволяет исследовать влияние масштаба на гидравлические характеристики без изменения топологии порового пространства.

Внутри кубической ячейки реализована сложная система взаимосвязанных полостей, обеспечивающая непрерывный трёхмерный капиллярный транспорт:

- шесть сквозных цилиндрических каналов диаметром $H/2$, ориентированных вдоль координатных осей X , Y , Z и обеспечивающих основной путь переноса жидкости;
- десять узких соединительных каналов диаметром $H/10$, расположенных вдоль рёбер куба и связывающих цилиндрические проходы между собой;
- восемь сферических полостей радиусом $H/4$, размещённых в углах куба и выполняющих функцию локальных накопителей рабочей жидкости, способствующих стабилизации потока.

Все острые рёбра и кромки геометрической модели сглажены с использованием фасок и скруглений, что имитирует технологические особенности аддитивного производства (DMLS/SLM) и минимизирует локальные гидравлические потери,

вызванные турбулизацией потока вблизи острых углов [2, 9].

На первом этапе определяется геометрическая пористость Π как отношение объёма порового пространства к общему объёму ячейки. Общий объём поры рассчитывается как разность объёмов твёрдой фазы и полного куба:

$$V = H^3 \quad (1)$$

Объём цилиндрических каналов:

$$V_{\text{ц}} = \pi \cdot \frac{\left(\frac{H}{2}\right)^2}{4} \cdot H \quad (2)$$

Объём узких соединительных каналов:

$$V_{\text{ск}} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{H}{10}\right)^2}{4} \cdot H \quad (3)$$

Объём одной сферической полости:

$$V_{\text{с}} = \frac{4 \cdot \left(\frac{H}{4}\right)^3}{3} \quad (4)$$

Объём твёрдой фазы единичной ячейки определяется с учётом количества элементов:

$$V_{\text{н}} = H^3 - 6 \frac{\pi \cdot \left(\frac{H}{2}\right)^2}{4} \cdot H - 10 \frac{\pi \cdot \left(\frac{H}{10}\right)^2}{4} \cdot H - 8 \frac{4 \cdot \left(\frac{H}{4}\right)^3}{3 \cdot 4} \quad (5)$$

Геометрическая пористость определяется по соотношению:

$$\Pi = \frac{V_{\text{п}}}{V} \quad (6)$$

где $V_{\text{п}}$ - объём пористой поверхности;

V - объём поверхности без учета пор.

Похожее исследование было проведено в статье [3], откуда получена формула 7:

$$\Pi = \frac{1}{1 + \frac{V_{\text{п}}}{V}} \quad (7)$$

На втором этапе рассчитывается коэффициент проницаемости k по аддитивной модели, предполагающей независимый вклад каждого типа пор в общую проницаемость структуры. Для цилиндрических пор используется приближение Козени–Кармана в упрощённой форме, для сферических полостей применяется аналогичное соотношение с поправочным коэффициентом [8, 10]:

Для цилиндрической поры:

$$k = \frac{\Pi \cdot r^2}{8} \quad (8)$$

где r – радиус сечения;

Для сферической поры:

$$k = \frac{\Pi \cdot r^2}{5} \quad (9)$$

Так как в данном случае образец имеют более сложную форму общий вид расчета коэффициента проницаемости принимает следующее значение:

$$k = \sum_0^i k_i \quad (10)$$

На третьем этапе определяется гидравлический диаметр d_h – ключевой параметр, характеризующий гидродинамические и капиллярные свойства пористой среды. Расчёт выполнен тремя независимыми методами для оценки их применимости к сложной гибридной геометрии и выбора наиболее корректного подхода:

- классический подход через смоченный периметр;
- метод, связывающий гидравлический диаметр с пористостью и удельной поверхностью;
- эмпирический метод на основе проницаемости, где константа $C=75$ подобрана для упорядоченных решётчатых структур [4, 6].

По классической формуле гидравлический диаметр:

$$d_r = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (11)$$

где A -площадь смоченной поверхности или суммарная площадь всех пор в единице объема; P -смоченный периметр поры (периметр, по которому жидкость контактирует со стенками поры)

Так как движение теплоносителя в модели является трехмерным (теплоноситель перемещается во всех направлениях), для данного этапа работы будет принято упрощение, что теплоноситель имеет лишь одно направление движения – вдоль оси X . В результате чего, задача становится одномерной.

Следующее значение гидравлического диаметра найдено через пористость материала (см. формулу 12), для избегания повторений гидравлический диаметр обозначен следующим буквенным обозначением $d_{гп}$:

$$d_{гп} = \frac{4 \cdot \Pi}{S_p} \quad (12)$$

где S_p -удельная поверхность пор (площадь поверхности пор на единицу объема материала).

Аналогично с прошлым пунктом, гидравлический диаметр, найденный через проницаемость, обозначен как $d_{гк}$:

$$d_{гк} = \sqrt{\frac{k \cdot C}{\Pi}} \quad (13)$$

где C -константа, для упорядоченных моделей варьируется в диапазоне от 50 до 100.

Капиллярное давление, обеспечивающее возврат конденсата, определяется по уравнению Жюрена. При анализе принято допущение об идеальном смачивании ($\cos\theta=1$), что соответствует применению гидрофильных материалов (например, спечённого алюминия или меди) в сочетании с водой в качестве теплоносителя [10, 7]:

$$F = 2\pi R \cdot \sigma \cdot \cos\theta = 2\pi R \cdot \sigma \cdot 1 \quad (14)$$

$$P_k = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos\theta}{R} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot 1}{R} \quad (15)$$

где R -Радиус капилляра;

σ - коэффициент поверхностного натяжения жидкости;

θ - угол смачивания жидкости на поверхности сосуда или капилляра.

Воспользовавшись тезисом, что с ростом длины трубы, скорость теплоносителя падает, так как растет гидравлическое сопротивление, скорость течения теплоносителя вдоль трубы, можно найти по следующей формуле:

$$V_{ср} = \frac{\Delta P}{l} \frac{R}{8\mu} \quad (16)$$

где l - длина трубки или канала, через которую происходит поток;

R - радиус канала.

Для течения теплоносителя должно соблюдаться следующее соотношение баланса давлений:

$$P_c \geq \Delta P_{гидр} + \Delta P_{гравит} + \Delta P_{инер} \quad (17)$$

В данном случае гравитационные силы равны 0, так как труба расположена горизонтально, но для случая, если ее разместить вертикально, данное давление будет равно:

$$\Delta P_{гравит} = gh(\rho_l - \rho_c) \quad (18)$$

Давлением инертности пренебрегается для упрощения расчета, так как эти величины малы.

Тогда следующее неравенство приобретает вид:

$$P_c \geq \Delta P_{гидр} \quad (19)$$

Из данного соотношения можно сделать вывод о том, при каком условии тепловая труба продолжает работу, а именно, если перепад капиллярных сил позволяет переместить теплоноситель из одной точки в другую, и при этом часть силы идет на преодоление гидравлического сопротивления трубы.

Необходимо вывести зависимость перепада капиллярного давления и гидравлического давления от длины трубы. Воспользовавшись результатом, который был получен ранее о зависимости капиллярного давления от косинуса угла, делается еще один вывод, что его значение зависит от длины. Из чего следует, что минимальное натяжение будет на максимальной длине. И в данных условиях $\cos\theta_{min} = 0,0071$.

Приняты условия, что теплоносителем является вода, а материал структуры –

пластик. Исходя из их свойств, минимальное значение угла 89,59°.

В свою очередь, гидравлическое сопротивление может находиться из двух соотношений, через коэффициент трения и проницаемость.

По формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{гидр}} = f \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot v^2}{d_r \cdot 2} \quad (20)$$

$$\Delta P_{\text{гидр}} = \frac{\mu \cdot L \cdot v}{k} \quad (21)$$

Гидродинамические характеристики течения оцениваются на основе уравнений для средней скорости v и числа Рейнольдса Re . При ламинарном течении в пористой среде коэффициент трения f определяется по формуле:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (22)$$

$$v = \frac{\mu \cdot d_r \cdot 2}{k \cdot f \cdot \rho} \quad (23)$$

В качестве рабочего тела выбрана дистиллированная вода при температуре 50 °С – оптимальной для использования в среднетемпературных тепловых трубах космических аппаратов. При данной температуре вода сохраняет высокое поверхностное натяжение ($\sigma = 0,0676$ Н/м) при приемлемой вязкости ($\mu = 0,547 \cdot 10^{-3}$ Па·с), плотность принята $\rho = 988$ кг/м³ [12].

Таким образом, после всех преобразований, выводится формула 24, отражающая зависимость длины тепловой трубы от размера пор:

$$\frac{\mu \cdot L \cdot v}{k} = \frac{\sigma \cdot (1 - 0,0071)}{d_r} \quad (24)$$

Такой подход позволяет получить чёткие функциональные зависимости между геометрическими параметрами и гидравлическими характеристиками с контролируемой точностью, достаточной для инженерного проектирования на ранних этапах.

Результаты (Results)

Гидравлический диаметр d_h , рассчитанный тремя независимыми методами (классическим, через пористость и через проницаемость), варьируется в диапазоне от 0,045 до 0,76 мм. При этом метод, основанный на соотношении пористости и удельной поверхности (формула 12), показал наилучшую физическую обоснованность, так как напрямую учитывает площадь межфазной границы – ключевой параметр капиллярного эффекта. Остальные методы либо неадекватно аппроксимируют сложную трёхмерную геометрию (классический подход), либо зависят от эмпирической константы C , выбор которой для гибридных структур остаётся неоднозначным. Результаты расчетов тремя выше указанными методами внесены в таблицу 1.

Таблица 1

Table 1

Результаты расчёта гидравлического диаметра

Results of hydraulic diameter calculation

H, мм	$k \cdot 10^{-6}$	d_r , мм	$d_{гп}$, мм	$d_{гк}$, мм	$D_{г, \text{сред}}$, мм
0,1	0,00032	0,04	0,043	0,052	0,045
0,2	0,0013	0,08	0,086	0,16	0,10
0,3	0,0029	0,12	0,13	0,23	0,16
0,4	0,0052	0,16	0,17	0,31	0,21
0,5	0,0081	0,20	0,21	0,39	0,27
0,7	0,016	0,29	0,30	0,55	0,38
0,8	0,021	0,33	0,34	0,62	0,43
0,9	0,026	0,37	0,39	0,70	0,49
1	0,033	0,41	0,43	0,78	0,54
1,4	0,064	0,57	0,60	1,09	0,76

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the authors

В ходе выполнения расчётов для серии геометрически подобных упорядоченных структур с линейным масштабным параметром H в диапазоне от 0,1 до 1,4 мм были

получены количественные зависимости ключевых гидравлических характеристик, определяющих работоспособность тепловой трубы.

Прежде всего, было установлено, что пористость Π остаётся постоянной во всём исследуемом диапазоне масштабирования и составляет $\Pi = 0,63$ (среднее арифметическое значений, полученных двумя независимыми методами). Данное обстоятельство свидетельствует о строгом геометрическом подобии моделируемой структуры и подтверждает корректность принятой параметризации единичной ячейки. Постоянство пористости обеспечивает стабильную удельную поверхность контакта фаз, что является важным условием для предсказуемого теплообмена.

В то же время коэффициент проницаемости k демонстрирует выраженную зависимость от масштаба: при увеличении параметра H от 0,1 до 1,4 мм проницаемость возрастает более чем в 200 раз – с $0,32 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2$ до $64 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2$. Такое поведение согласуется с теоретическими представлениями о проницаемости как квадратичной функции характерного размера пор: поскольку в модели все геометрические элементы масштабируются пропорционально, проницаемость растёт пропорционально H^2 , что подтверждается аппроксимацией полученных данных.

Анализ капиллярных характеристик выявил критически важную зависимость: капиллярная сила F_k демонстрирует линейный рост с увеличением гидравлического диаметра (рис. 1): от $9,61 \cdot 10^{-4} H$ при $d_h = 0,045 \text{ мм}$ до $5,72 \cdot 10^{-3} H$ при $d_h = 0,76 \text{ мм}$. Увеличение радиуса поры приводит к пропорциональному возрастанию смоченного периметра.

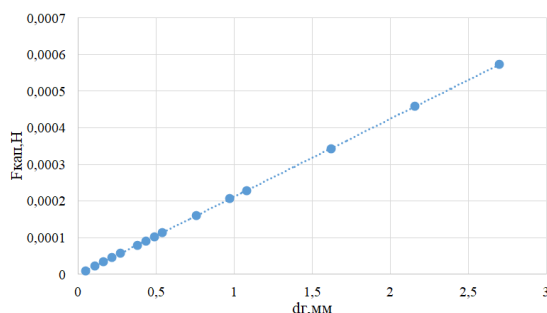


Рис. 1. Зависимость капиллярной силы от гидравлического диаметра

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В отличие от капиллярной силы, капиллярное давление P_k убывает гиперболически с увеличением гидравлического диаметра – от 3,01 кПа при $d_h = 0,045 \text{ мм}$ до 0,18 кПа при $d_h = 0,76 \text{ мм}$ (рис. 2). Однако, несмотря на рост абсолютной силы, распределённая нагрузка на единицу площади сечения (капиллярное давление) снижается, что объясняет наблюдаемый компромисс между геометрическими параметрами структуры и её функциональными характеристиками.

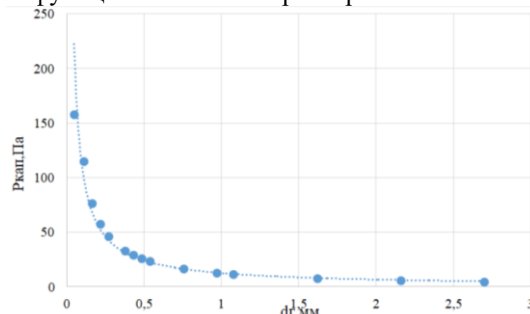


Рис. 2. Зависимость капиллярного давления от гидравлического диаметра

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Данное обстоятельство накладывает фундаментальное ограничение на минимальный размер пор: при слишком крупных порах капиллярное давление может оказаться недостаточным для преодоления гидростатического или гидродинамического сопротивления, особенно в условиях невесомости.

Совместный учёт капиллярного давления и проницаемости позволил определить максимально допустимую длину тепловой трубы $L_{\max}$, при которой обеспечивается замкнутый цикл капиллярного возврата теплоносителя. Как видно из табл. 2, эта длина

изменяется в широком диапазоне: при мелкопористой структуре ($d_h = 0,045$ мм) предельная длина составляет всего 4,6 мм, что делает такую конфигурацию непригодной для большинства практических применений. Напротив, при $d_h = 0,76$ мм длина может достигать 640 мм, что соответствует типичным габаритам бортовых тепловых труб космических аппаратов.

Таблица 2

Table 2

Максимальная длина тепловой трубы

Maximum heat pipe length

$D_t, \text{мм}$	$V, \text{м/с}$	$L, \text{м}$
0,045	0,76	0,0046
0,10	0,45	0,013
0,16	0,30	0,029
0,21	0,23	0,052
0,27	0,18	0,082
0,38	0,13	0,16
0,43	0,11	0,21
0,49	0,10	0,26
0,54	0,09	0,32
0,76	0,06	0,64

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the authors

Наконец, расчёт гидродинамического режима течения с использованием уравнения для числа Рейнольдса (24) показал, что $Re \approx 89$ для всех геометрий при фиксированной температуре теплоносителя (50°C) и условии полного смачивания. Учитывая, что для пористых сред критическое значение Re , соответствующее переходу к турбулентному течению, при значениях более 100 [13,14], можно заключить, что во всех рассмотренных случаях реализуется ламинарный режим течения. Это подтверждает применимость уравнения Дарси для описания транспорта жидкости и исключает значительные потери на турбулентное трение. Зависимость скорости теплоносителя от размера гидравлического диаметра отображены на рисунке 3.

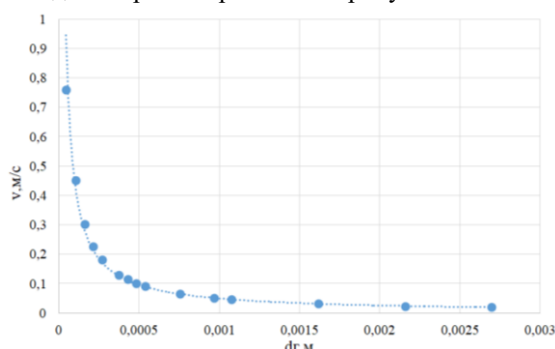


Рис. 3. Зависимость скорости теплоносителя от гидравлического диаметра

Fig. 3. Dependence of the coolant velocity on the hydraulic diameter

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Таким образом, полученные результаты формируют целостную картину гидравлического поведения упорядоченных пористых структур и позволяют количественно обосновать выбор геометрических параметров при проектировании тепловых труб для космических систем терморегулирования.

Обсуждение (Discussions)

Полученные результаты позволяют сформулировать фундаментальный проектный компромисс, определяющий границы эффективности тепловых труб с упорядоченными пористыми фитилями. С одной стороны, уменьшение характерного размера поры приводит к значительному росту капиллярного давления благодаря его обратной пропорциональности гидравлическому диаметру (согласно уравнению Жюрена).

Однако одновременно снижается проницаемость структуры, что резко увеличивает гидравлическое сопротивление и ограничивает максимально возможную длину тепловой трубы. Наоборот, увеличение размера поры повышает проницаемость и снижает потери давления, но при этом капиллярное давление может оказаться недостаточным для обеспечения замкнутого цикла возврата конденсата, особенно в условиях невесомости или при вертикальной ориентации зоны испарения над конденсатором.

Этот баланс между капиллярной движущей силой и гидродинамическим сопротивлением является универсальным и согласуется с выводами, полученными ранее в других работах [14, 15] в ходе космических экспериментов с традиционными фитилями. Однако в настоящем исследовании впервые представлены количественные аналитические зависимости максимальной длины тепловой трубы $L_{\max}$ от гидравлического диаметра d_h , полученные на основе физически обоснованного баланса давлений. Эти зависимости позволяют заранее оценить работоспособность конструкции при заданных габаритах и геометрии фитиля, минимизируя необходимость в дорогостоящих натурных испытаниях.

Особое внимание заслуживает обнаруженная инвариантность числа Рейнольдса ($Re \approx 89$) при масштабировании структуры. Данное явление свидетельствует о строгом геометрическом и динамическом подобии течения жидкости в порах, что подтверждает корректность принятой модели и расчётной методики. Постоянство Re в ламинарной области также обосновывает применимость линейного закона Дарси для описания транспорта жидкости во всём диапазоне исследуемых размеров [16,17].

Вместе с тем, необходимо отметить ограничения принятой модели:

Предположение об идеальном смачивании ($\cos\theta=1$) является упрощением; в реальных системах угол смачивания зависит от материала фитиля, чистоты поверхности и температуры, что может снизить эффективное капиллярное давление на 10–30 %.

В расчётах не учитывалось влияние испарения и конденсации на распределение давления и насыщенности в порах, что особенно важно в зонах фазового перехода. Более точное моделирование требует решения связанных задач нестационарной теплопроводности и двухфазного течения в пористой среде.

Все расчёты выполнены для одного теплоносителя – воды при 50 °С; замена рабочего тела (например, на аммиак, метанол или натрий) существенно изменит значения поверхностного натяжения, вязкости и плотности, что потребует пересчёта всех гидравлических характеристик.[18,19]

Тем не менее, предложенная аналитическая методика представляет собой надёжный инструмент для предварительного проектирования и оптимизации упорядоченных фитилей, сочетающий вычислительную эффективность с достаточной физической достоверностью для инженерных приложений в области космической и наземной энергетики.

Результаты исследования применимы для различных классов космических аппаратов. Для малых спутников (CubeSats) с тепловой нагрузкой 5–50 Вт рекомендованы мелкопористые структуры. Для средних спутников (50–1000 Вт) и систем МКС (70–100 кВт) оптимальны структуры с гидравлическим диаметром 0,3–0,5 мм. Для перспективных лунных и марсианских баз (5–50 кВт) предлагаемая технология позволяет создавать трубы длиной до 1,5 м с гарантированным капиллярным транспортом.

Заключение (Conclusions)

Выполненное исследование продемонстрировало высокую эффективность применения упорядоченных пористых структур в качестве фитилей тепловых труб, предназначенных для систем терморегулирования космических аппаратов. Ключевым достижением является установление того, что при соблюдении геометрического подобия единичной ячейки пористость остаётся инвариантной во всём диапазоне масштабирования и составляет $\Pi \approx 0,63$. Данное свойство обеспечивает стабильность межфазной поверхности и предсказуемость тепломассообменных процессов, что критически важно при проектировании надёжных устройств для длительных космических миссий.

Кроме того, была получена аналитически обоснованная зависимость коэффициента проницаемости от характерного размера структуры, которая изменяется пропорционально квадрату гидравлического диаметра. Это позволяет заранее оценивать гидравлическое сопротивление при различных габаритах фитиля и подбирать оптимальную геометрию под конкретные тепловые нагрузки и пространственные ограничения.

Анализ трёх независимых методов определения гидравлического диаметра показал, что наиболее физически корректным и согласованным с капиллярной природой транспорта жидкости является подход, основанный на соотношении пористости и удельной поверхности. В отличие от классического определения, данная формулировка напрямую связана с площадью контакта жидкости и твёрдой фазы, что делает её предпочтительной при моделировании капиллярного возврата в упорядоченных средах.

Установлен фундаментальный антагонизм между капиллярным давлением и максимально допустимой длиной тепловой трубы: с увеличением размера поры капиллярное давление убывает по гиперболическому закону, что ограничивает

способность системы к самопроизвольному возврату конденсата; одновременно возрастает проницаемость, что позволяет увеличить длину трубы без чрезмерного роста гидравлических потерь. Количественно это выражается в расширении диапазона допустимых длин от 4,6 мм (при $d_h=0,045$ мм) до 640 мм (при $d_h=0,76$ мм), что даёт проектировщику гибкость в выборе компоновки в зависимости от задачи.

Расчёт гидродинамического режима течения теплоносителя (вода при температуре 50°C) показал, что число Рейнольдса остаётся постоянным во всём диапазоне геометрий и составляет $Re \approx 89$, что однозначно свидетельствует о ламинарном характере течения. Это подтверждает применимость линейного закона Дарси и исключает необходимость учёта турбулентных эффектов в рамках рассматриваемых условий.

Таким образом, разработанная аналитическая методика позволяет на раннем этапе проектирования выполнять оценку работоспособности тепловой трубы с упорядоченным фитилем без привлечения дорогостоящих численных симуляций или натурных испытаний. Полученные зависимости обеспечивают количественную основу для выбора оптимальных геометрических параметров, минимизируя риски, связанные с недостаточным капиллярным давлением или чрезмерными гидравлическими потерями, и тем самым повышая надёжность и эффективность систем пассивного терморегулирования в условиях космического полёта.

Литература

1. Басов А.А., Лексин М.А., Мишин Г.С., Прохоров Ю.М., Соболев В.В., Симагин А.Е. Исследование влияния микрогравитации на теплофизические и эксплуатационные характеристики тепловых труб по результатам космического эксперимента // Космическая техника и технологии. 2023. № 3(42). С. 5–14.
2. Gupta, R., Chen, C.-H., & Anderson, W. G. (2023). 3D Printed Loop Heat Pipes for High-Performance Small Satellites. In Proceedings of the 37th Annual Small Satellite Conference (Paper SSC23-XIII-05). Logan, UT: Utah State University / Advanced Cooling Technologies, Inc.
3. Rathore SS, Mehta B, Kumar P, Asfer M. Flow Characterization in Triply-Periodic-Minimal-Surface (TPMS) based Porous Geometries. Applied Energy. 2022;2205:03591. doi:10.1016/j.apenergy.2022.03591.
4. Брагин Д.М., Мустафин Р.М., Попов А.И., Зинина С.А., Еремин А.В. Исследование аэродинамических процессов в пористых материалах на основе трижды периодических минимальных поверхностей // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2024. – Т. 26, № 5. – С. 66–78. – DOI: 10.30724/1998-9903-2024-26-5-66-78.
5. Иванов И.И., Петров П.П. Опыт разработки и применения тепловых труб для космических аппаратов: методические указания. М.: Издательство «Космическая техника», 2021. 84 с.
6. Гончаров К.А., Двирный В.В. Опыт разработки и применения тепловых труб для космических аппаратов в НПО им. С.А. Лавочкина // Вестник СибГАУ. 2020. № 4(32). С. 45–58.
7. Соловьев С.А., Соловьева О.В., Шакурова Р.З., Голубев Я.П. Обзор применения высокопористых ячеистых теплообменников // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2024. – Т. 26, № 1. – С. 165–194. – DOI: 10.30724/1998-9903-2024-26-1-165-194.
8. Шергин С.С., Карачинов В.А. Применение теплорассеивающих полимерных композитов // Вестник НовГУ. 2021. № 4(125). С. 87–90.
9. Патент РФ 219432 U1. Теплообменный элемент с пространственной решетчатой упорядоченной градиентной структурой. 2023.
10. Gu, Z., Liu, H., Yang, K., Wang, Q., Xu, H., & Zhang, L. (2023). Enhancing heat transfer performance in 3D-printed integrated vapor chamber using composite structures. Applied Thermal Engineering, 234, 121292. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121292>.
11. Patent CN115795901A. Method for modeling capillary performance of multiporous suction core. 2023.
12. Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Теплообмен в капиллярно-пористых природных покрытиях // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2025. – Т. 27, № 3. – С. 206–217. – DOI: 10.30724/1998-9903-2025-27-3-206-217.
13. Савченкова Н.М., Булаева В.С., Синьбухова М.С., Савченков А.М. Создание и

практическое применение: 3D-моделирование и расчет пористой упорядоченной структуры // Новое в российской электроэнергетике. 2024. № 7. С. 31–37.

14. Помысова А.Ю., Гильфанов К.Х. Функции, основные свойства и области работы тепловых труб // Вестник науки. 2024. № 12(81). Т. 1. С. 1259–1263.

15. Bulaeva V.S., Sachenkova N.M., Savchenkov A.M. Creation and Practical Application: 3D Modeling and Calculation of Ordered Porous Structure // IEEE REEPE. 2025. DOI: 10.1109/REEPE63962.2025.10970830.

16. Сергеев И.С., Белов И.А., Быстрова А.Г., Петров Р.В. Лабораторная технология изготовления тепловых труб // Вестник НовГУ. 2020. № 2(118). С. 56–61.

17. Соловьева О.В., Соловьев С.А., Ваньков Ю.В., Ахметова И.Г., Шакурова Р.З., Талипова А.Р. Исследование влияния геометрии высокопористого ячеистого материала на значение энергетической эффективности // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2022. – Т. 24, № 3. – С. 55–69. – DOI: 10.30724/1998-9903-2022-24-3-55-69.

18. Лукс А.Л., Матвеев А.Г. Анализ основных расчетных и экспериментальных теплофизических характеристик аммиачных тепловых труб повышенной тепловой проводимости из алюминиевых сплавов // Вестник СамГУ. Сер. Естественная. 2008. № 3(62). С. 331–357.

19. Chang, C., Han, Z., He, X., Wang, Z., & Ji, Y. (2021). 3D printed aluminum flat heat pipes with micro grooves for efficient thermal management of high power LEDs. Scientific Reports, 11, 8255. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-87798-4>.

Авторы публикации

Булаева Вероника Сергеевна – аспирантка НИУ «Московский энергетический институт». Email: BulaevaVS@mpei.ru.

Савченков Антон Михайлович – студент НИУ «Московский энергетический институт». Email: SavchenkovAM@mpei.ru.

Савченкова Наталья Михайловна – канд. техн. наук, доцент, НИУ «Московский энергетический институт». Email: Savchenkova@mpei.ru.

References

1. Basov A.A., Lexin M.A., Mishin G.S., Prokhorov Yu.M., Sobolev V.V., Simagin A.E. Investigation of microgravity influence on thermophysical and operational characteristics of heat pipes based on space experiment results // Space Technology and Technologies (Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii). 2023. No. 3(42). Pp. 5–14. (In Russ.)

2. Gupta R., Chen C.-H., Anderson W.G. 3D Printed Loop Heat Pipes for High-Performance Small Satellites // Proceedings of the 37th Annual Small Satellite Conference (Paper SSC23-XIII-05). Logan, UT: Utah State University / Advanced Cooling Technologies, Inc., 2023.

3. Rathore S.S., Mehta B., Kumar P., Asfer M. Flow Characterization in Triply-Periodic-Minimal-Surface (TPMS) based Porous Geometries // Applied Energy. 2022. Vol. 2205. Art. No. 03591. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.03591>.

4. Bragin D.M., Mustafin R.M., Popov A.I., Zinina S.A., Eremin A.V. Investigation of aerodynamic processes in porous materials based on triply periodic minimal surfaces // Power Engineering: Research, Equipment, Technology (Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki). 2024. Vol. 26, No. 5. Pp. 66–78. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2024-26-5-66-78>.

5. Ivanov I.I., Petrov P.P. Experience in development and application of heat pipes for spacecraft: methodological guidelines. Moscow: "Space Technology" Publishing House, 2021. 84 p. (In Russ.).

6. Goncharov K.A., Dvirny V.V. Experience in development and application of heat pipes for spacecraft at NPO named after S.A. Lavochkin // Bulletin of SibGAU (Vestnik SibGAU). 2020. No. 4(32). Pp. 45–58. (In Russ.).

7. Solovev S.A., Soloveva O.V., Shakurova R.Z., Golubev Ya.P. Overview of the application of open cell foam heat exchangers // Power Engineering: Research, Equipment, Technology (Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki). 2024. Vol. 26, No. 1. Pp. 165–194. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2024-26-1-165-194>.

8. Shcherbin S.S., Karachinov V.A. Application of heat-dissipating polymer composites // Bulletin of NovSU (Vestnik NovGU). 2021. No. 4(125). Pp. 87–90. (In Russ.).
9. Patent RF 219432 U1. Heat exchange element with spatial lattice ordered gradient structure. 2023. (In Russ.).
10. Gu Z., Liu H., Yang K., Wang Q., Xu H., Zhang L. Enhancing heat transfer performance in 3D-printed integrated vapor chamber using composite structures // Applied Thermal Engineering. 2023. Vol. 234. Art. No. 121292. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121292>.
11. Patent CN115795901A. Method for modeling capillary performance of multiporous suction core. 2023. (In Chin.).
12. Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Heat transfer in capillary-porous natural coatings // Power Engineering: Research, Equipment, Technology (Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki). 2025. Vol. 27, No. 3. Pp. 206–217. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2025-27-3-206-217>.
13. Savchenkova N.M., Bulaeva V.S., Sinbukhova M.S., Savchenkov A.M. Creation and practical application: 3D modeling and calculation of ordered porous structure // New in Russian Electric Power Industry (Novoe v rossiyskoy elektroenergetike). 2024. No. 7. Pp. 31–37. (In Russ.).
14. Pomyssova A.Yu., Gilfanov K.Kh. Functions, basic properties and areas of operation of heat pipes // Bulletin of Science (Vestnik nauki). 2024. No. 12(81). Vol. 1. Pp. 1259–1263. (In Russ.).
15. Bulaeva V.S., Sachenkova N.M., Savchenkov A.M. Creation and Practical Application: 3D Modeling and Calculation of Ordered Porous Structure // IEEE REEPE. 2025. <https://doi.org/10.1109/REEPE63962.2025.10970830>.
16. Sergeev I.S., Belov I.A., Bystrova A.G., Petrov R.V. Laboratory technology for manufacturing heat pipes // Bulletin of NovSU (Vestnik NovGU). 2020. No. 2(118). Pp. 56–61. (In Russ.).
17. Soloveva O.V., Solovev S.A., Vankov Yu.V., Akhmetova I.G., Shakurova R.Z., Talipova A.R. Determination of the effect of the open cell foam material geometry on the value of energy efficiency // Power Engineering: Research, Equipment, Technology (Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki). 2022. Vol. 24, No. 3. Pp. 55–69. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2022-24-3-55-69>.
18. Luks A.L., Matveev A.G. Analysis of main calculated and experimental thermo-physical characteristics of advanced heat-transfer rate heat-pipes of aluminum alloy // Vestnik of Samara University. Natural Science Series. 2008. No. 3(62). Pp. 331–357. (In Russ.).
19. Chang, C., Han, Z., He, X., Wang, Z., & Ji, Y. (2021). 3D printed aluminum flat heat pipes with micro grooves for efficient thermal management of high power LEDs. Scientific Reports, 11, 8255. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-87798-4>.

Authors of the publication

Veronika S. Bulaeva – National Research University "Moscow Power Engineering Institute". Moscow, Russia. Email: bulayevaVS@mpei.ru.

Anton M Savchenkov – National Research University "Moscow Power Engineering Institute". Moscow, Russia. Email: SavchenkovAM@mpei.ru

Natalia M. Savchenkova – National Research University "Moscow Power Engineering Institute". Moscow, Russia. Email: SavchenkovaNM@mpei.ru

Шифр научной специальности: 2.4.6 – Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено 26.03.2026 г.

Отредактировано 07.05.2026 г.

Принято 10.06.2026 г.