

УДК 629.783.084.7

Г.В. КУЗНЕЦОВ, С.Ф. САНДУ

Томский политехнический университет, Россия.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В СИСТЕМАХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА НА ОСНОВЕ ФИТИЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

В роботі наведено математичне моделювання нестационарних теплофізичних процесів, що перебігають у складних технічних системах з інтенсивно працюючою радіоелектронною апаратурою. Як приклад розглянуто тепловий макет типового модуля негерметичного відсіку для приладів сучасного космічного апарата, обладнаного системою забезпечення теплового режиму на основі гнотових теплових труб. Змодельовано робочі умови перебігу теплофізичних процесів при проведенні наземних випробувань космічного апарата. Реалізовано спряжену постановку задачі, в якій процеси переносу тепла та маси у тепловій трубі розглядаються разом з процесами тепловиділення, теплопереносу в елементах конструкції відсіку для приладів та теплообміну з довкіллям.

В работе проводится математическое моделирование нестационарных теплофизических процессов, протекающих в сложных технических системах с интенсивно работающей радиоэлектронной аппаратурой. В качестве примера рассмотрен тепловой макет типичного модуля негерметичного приборного отсека современного космического аппарата, оборудованный системой обеспечения теплового режима на основе фитильных тепловых труб. Смоделированы рабочие условия протекания теплофизических процессов при проведении наземных тепловакуумных испытаний космического аппарата. Реализована сопряженная постановка задачи, в которой процессы переноса тепла и массы в тепловой трубе рассматриваются совместно с процессами тепловыделения, теплопереноса в элементах конструкции приборного отсека и теплообмена с внешней средой.

In work the mathematical modeling of non-steady thermal processes which are flowing past in engineering systems with an intensively working electronic equipment is carried out. As an example, the heat breadboard of the representative modulus of a unpressurized equipment compartment of a modern space vehicle arranged by a thermal condition supply system on the basis of wick heat pipes is reviewed. The service conditions of thermal processes are simulated at conducting ground-level trials of a space vehicle. The connected statement of a task, in which heat and mass transfer processes in a heat pipe are considered together with heat realize and heat transfer processes in instruments and in structural elements of space vehicle at complex influence of internal and external thermal loadings is realized.

c – удельная теплоемкость;
 E – пористость капиллярной структуры тепловой трубы;
 f – коэффициент конденсации;
 G – массовая скорость испарения (конденсации);
 K – проницаемость;
 L – линейный размер трубы;
 M – молекулярный вес;
 P – давление;
 q – плотность теплового потока от внешнего по отношению к тепловой трубе источника тепла;
 R – универсальная газовая постоянная;
 r – поперечная координата в тепловой трубе;
 T – температура;
 t – время;

u, v – продольная и поперечная составляющие скорости потока;
 x, y, z – прямоугольные координаты;
 ΔH – удельная теплота парообразования;
 δ – радиус;
 ε – интегральная степень черноты поверхности панели-радиатора;
 ζ – продольная координата в тепловой трубе;
 η – динамическая вязкость;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 ρ – плотность;
 σ – постоянная Стефана-Больцмана.

Нижние индексы:

c – индекс, обозначающий начало зоны конденсации тепловой трубы;

e – индекс, обозначающий конец зоны испарения;
 s – индекс, обозначающий азотный экран;
 i – индекс элемента конструкции;
 w – индекс поверхности панели-радиатора;
 0 – индекс, соответствующий начальным условиям;
 1 – индекс, соответствующий корпусу тепловой трубы;
 2 – индекс, соответствующий жидкой фазе рабочего вещества;

3 – индекс, соответствующий паровой фазе рабочего вещества.

Сокращения:

КА – космический аппарат;
 ПО – приборный отсек;
 СОТР – система обеспечения теплового режима;
 ФТТ – фитильные тепловые трубы.

Введение

Фитильные тепловые трубы являются до настоящего времени одним из наиболее перспективных теплотехнических устройств для переноса теплоты из областей с интенсивным тепловыделением в зоны пониженных температур и работы в составе систем обеспечения теплового режима сложных технических систем с интенсивно работающей радиоэлектронной аппаратурой (например, космических аппаратов) [1]. Но для практической реализации подобных систем в каждом конкретном случае необходим обязательный комплекс опытно-конструкторских работ. Целью таких работ, как правило, является: отработка режимных и геометрических параметров СОТР; выбор материалов для изготовления элементов конструкции; выбор хладагента, капиллярной структуры, соединительных элементов и др. Решение такого типа задач с большим числом варьируемых параметров, характеристик материалов и условий работы является крайне трудоемким и требует больших затрат времени и средств. При этом, всегда остается допущение о том, что выбранный вариант СОТР не является оптимальным. Существенное снижение затрат на отработку СОТР на основе фитильных тепловых труб возможно при использовании современных технологий компьютерного проектирования сложных технических систем на базе достоверных математических моделей с высоким прогностическим ресурсом. Но до настоящего времени не разработаны модели, описывающие основные процессы переноса теплоты, протекающие при работе ФТТ, применительно хотя бы к конкретным техническим системам. Известные математические модели или не реализованы в качестве основы про-

граммных комплексов [2], или опираются на значительный набор эмпирических данных [3], или не описывают неоднородный характер теплопереноса в ФТТ [4], или в них не обоснована достоверность результатов моделирования [5]. Модель [2] описывает, возможно, в наиболее полной из известных математических моделей ФТТ постановке, комплекс тепло-гидродинамических процессов, протекающих при работе ФТТ. Кроме того, при реализации постановки [2] нет необходимости проводить специальные эксперименты по определению параметров, описывающих работу конкретной трубы в определенных условиях.

Целью данной работы является обоснование достоверности прогностического потенциала модели [5] (применительно к конкретной технической системе) путем численного моделирования комплекса теплофизических процессов, протекающих при работе макета блока космического аппарата с системой обеспечения теплового режима на основе фитильных тепловых труб.

При решении поставленной задачи использованы экспериментальные данные, представленные в [6] и не связанные прямо или косвенно с математическим аппаратом данной работы по своему целевому назначению. Эксперимент проведен задолго до реализации модели [5], а по постановке, проведению и обработке результатов независим от какого-либо теоретического базиса.

1. Математическая модель

Задача рассматривается на примере теплового макета, представляющего собой часть типичного П-образного модуля негерметичного приборного отсека современного КА (Рис.1). Макет выполнен из алюминиевых панелей (А, В, С) с встроенной СОТР на основе нерегулируемых фитильных

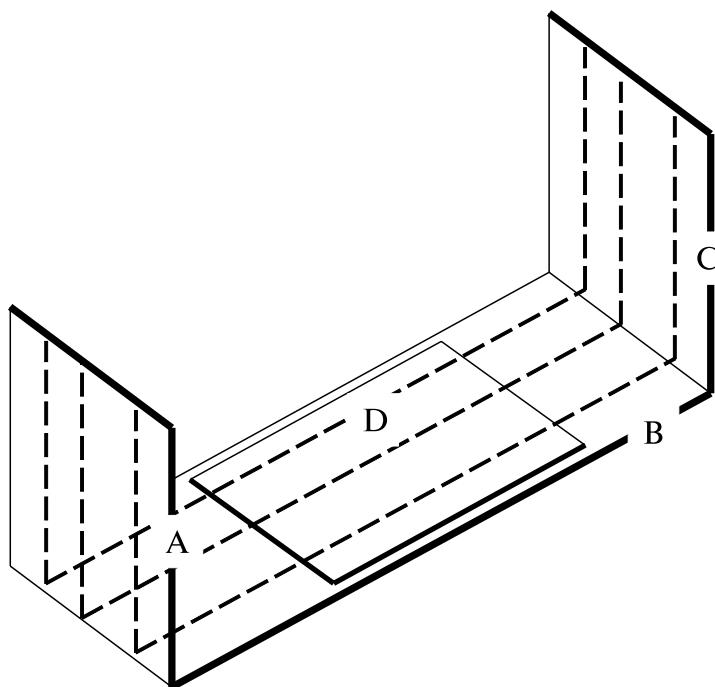


Рис. 1. Тепловой макет части типичного модуля приборного отсека современного КА:

A, C – радиаторные сотовые панели;

B – приборная сотовая панель;

D – имитатор тепловой нагрузки;

--- – встроенные тепловые трубы.

тепловых труб, связывающих в тепловом отношении панели A и C посредством металлических “полок”. Каждая из панелей представляет собой трехслойную пластину (обшивка, сотовый наполнитель, обшивка) [1]. На внутренней стороне приборной панели B с хорошим тепловым контактом установлен имитатор тепловой нагрузки с постоянным тепловыделением заданной мощности, равномерно распределенным по площади контакта. Радиаторные панели A и C охлаждаются расположенными на небольшом расстоянии от них азотными экранами, имитирующими теплообмен КА с окружающей средой. Температуры регистрируются датчиками (термопарами), расположенными на внутренних (приборных) и внешних (радиационных) поверхностях обшивок панелей. Тепловой макет в комплексе с экранами и датчиками температуры помещен в термобарокамеру и подвергается тепловакуумным наземным испытаниям при разрядении воздуха 5–10 мм.рт.ст. [6].

Математическая модель для описания кондуктивного теплопереноса в панелях и элементах

конструкции ПО включает в себя записанные в декартовых координатах следующие системы уравнений теплопроводности с соответствующими начальными и граничными условиями.

Система уравнений теплопроводности для обшивок панелей, сотового наполнителя, и “полок” [5] тепловых труб:

$$c_i \rho_i \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{x,i} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{y,i} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{z,i} \frac{\partial T}{\partial z} \right); \quad (1)$$

На всех границах в местах контактов имитатора тепловой нагрузки с обшивками, обшивок с сотовым наполнителем и тепловыми трубами, а также тепловых труб с сотовым наполнителем приняты условия непрерывности тепловых потоков и температур [5]:

$$\lambda_{x,i} \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_{x,i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial x}, \quad T_i(z, y, t) = T_{i+1}(z, y, t),$$

$$\lambda_{y,i} \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_{y,i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial y}, \quad T_i(x, z, t) = T_{i+1}(x, z, t),$$

$$\lambda_{z,i} \frac{\partial T_i}{\partial z} = \lambda_{z,i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial z}, \quad T_i(x, y, t) = T_{i+1}(x, y, t). \quad (2)$$

Радиаторные панели A и C, охлаждаются азотными экранами, находящимися на расстоянии 0,05 м от них. Соответственно, граничное условие для плотности потока результирующего излучения, тераемого радиационной поверхностью панелей A и C, может быть представлено выражением [4]:

$$-\lambda_z \frac{\partial T_i}{\partial z} = \varepsilon_w \varepsilon_s \sigma (T_w^4 - T_s^4). \quad (3)$$

Основную роль в отводе тепловой энергии из зон с интенсивным тепловыделением в зоны пониженных температур играют ФТТ. В соответствии с принятыми допущениями [2,7], осесимметричная математическая модель работы СОТР в распределенных параметрах, описывающая гидродинамику и теплообмен в паровой и жидкой фазах рабочего вещества, внешний (по отношению к тепловой трубе) теплообмен и теплоперенос в корпусе тепловой трубы записана в цилиндрических координатах и включает в себя следующие уравнения [2].

Уравнение теплопроводности для корпуса тепловой трубы:

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial \zeta^2} \right); \quad (4)$$

Уравнения сохранения массы, энергии и уравнение закона фильтрации для жидкой фазы рабочего вещества:

$$\frac{\partial(u_2 r)}{\partial \zeta} + \frac{\partial(v_2 r)}{\partial r} = 0;$$

$$c_2 \rho_2 \left(u_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} + v_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) = \lambda_2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} \right);$$

$$\frac{dP_2}{d\zeta} = \frac{E \eta_2}{K} u_2(\zeta). \quad (5)$$

Уравнения сохранения импульса, массы, энергии и уравнение состояния для паровой фазы рабочего вещества:

$$\rho_3 u_3 \frac{\partial u_3}{\partial \zeta} + \rho_3 v_3 \frac{\partial u_3}{\partial r} = -\frac{\partial P_3}{\partial \zeta} + \eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_3}{\partial r^2} \right);$$

$$\frac{\partial(\rho_3 u_3 r)}{\partial \zeta} + \frac{\partial(\rho_3 v_3 r)}{\partial r} = 0;$$

$$c_3 \rho_3 \left(u_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} + v_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} \right) = \lambda_3 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} \right);$$

$$\rho_3 = \frac{P_3 M}{RT_3}. \quad (6)$$

Для единственности решения представленной системы уравнений сформулированы соответствующие начальные и граничные условия, которые описаны следующими соотношениями [2,7].

$$t = 0; \quad T_1(r, \zeta, t) = T_0(r, \zeta). \quad (7)$$

Граничные условия теплоизоляции на торцах трубы:

$$\zeta = 0; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} = 0; \quad (8)$$

$$\zeta = L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \zeta} = 0; \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial \zeta} = 0. \quad (9)$$

Граничные условия теплообмена на внешней поверхности корпуса трубы:

$$r = \delta_1; \quad 0 \leq \zeta \leq L_e; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q; \quad (10)$$

$$L_e < \zeta < L_c; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = 0;$$

$$L_c \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -q.$$

Граничные условия непрерывности теплового потока, “прилипания” и “непроницаемости” на границе корпус – жидкость:

$$r = \delta_2; \quad 0 \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}; \quad T_1 = T_2; \quad (11)$$

$$u_2(r, \zeta) = v_2(r, \zeta) = 0.$$

Граничные условия непрерывности теплового потока и условия массопереноса на границе фазового перехода:

$$r = \delta_3; \quad 0 \leq \zeta \leq L_e; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} + G_2 \Delta H; \quad (12)$$

$$u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0.$$

$$L_e < \zeta < L_c; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r}; \quad T_2 = T_3;$$

$$u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0;$$

$$v_2(r, \zeta) = 0; \quad v_3(r, \zeta) = 0;$$

$$L_c \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} + G_3 \Delta H;$$

$$u_2(r, \zeta) = u_3(r, \zeta) = 0.$$

Граничные условия на оси симметрии тепловой трубы:

$$r = 0; \quad 0 \leq \zeta \leq L; \quad \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = 0; \quad v_3(r, \zeta) = 0. \quad (13)$$

При определении массовых скоростей испарения и конденсации хладагента использовались зависимости, полученные при рассмотрении этих процессов с позиции молекулярно - кинетической теории газов и жидкостей:

$$G = f \left(\frac{P_3}{\sqrt{2\pi RT_3/M}} - \frac{P(T_2)}{\sqrt{2\pi RT_2/M}} \right). \quad (14)$$

Согласно данным, приведенным в работе [2], коэффициент конденсации аппроксимируется выражением:

$$f = 0,059 \cdot P(T_2)^{-0,5} \quad \text{при} \quad 4 \cdot 10^2 \leq P(T_2) \leq 10^5 \text{ Па.}$$

Численная реализация трехмерных нестационарных уравнений теплопроводности в элементах конструкции СОТР КА проводилась методом конечных разностей по аддитивной локально-одномерной схеме [8]. В такой схеме протекание многомерного физического процесса на каждом временном шаге представляется как результат последовательной реализации соответствующих одномерных процессов, каждый из которых начинается от распределения температурного поля, возникшего после окончания предыдущего одномерного процесса. На основе такого расщепления задачи по пространственным переменным, моделирование одномерных процессов проводится с помощью неявных схем, а последовательное действие процессов учитывается явным образом. Одномерные дифференциальные уравнения вдоль осей координат x , y , z аппроксимировались на неравномерной сетке по четырехточечной, полностью неявной двухслойной по времени одношаговой схеме.

Численная реализация сформулированной математической модели переноса тепла и массы в ФТТ также проводилась методом конечных разностей. Уравнения движения и энергии аппроксимировались с помощью двухслойной неявной шеститочечной схемы [9] на основной сетке. Уравнения неразрывности аппроксимировались по четырехточечной неявной схеме [9] на вспомогательной “полуцелой” сетке. Граничные условия для температуры и скоростей потоков жидкой и паровой фаз заменялись их конечно-разностными аналогами по схеме, имеющей порядок аппроксимации не ниже, чем во внутренних узлах сетки.

2. Анализ и обсуждение результатов математического моделирования

В качестве основы для моделирования работы СОТР КА выбрана типичная конструкция аммиачных ФТТ однополочного профиля из алюминиевого сплава с конструкционной цилиндрической канавчатой капиллярной структурой. Такие ФТТ разработаны в Лаборатории тепловых труб Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт” [10]. При моделировании теплового воздействия

приборов радиоэлектронной бортовой аппаратуры (имитатор тепловой нагрузки) на приборную плоскость панели В считается, что мощность источника тепловыделения в размере 172 Вт равномерно распределена по площади его основания ($0,676 \times 0,294$ м.). Для моделирования внешнего теплообмена КА излучением с панелей-радиаторов А и С применяются азотные экраны с температурой -135 °С, расположенные на расстоянии 0,05 м от радиационных поверхностей панелей [6].

Результатом моделирования с использованием сформулированной математической модели являются пространственные поля температур в трехслойных сотовых панелях негерметичного ПО, зависящие от координат и времени. Для предварительной оценки достоверности представленных результатов проводился анализ теплового баланса при численной реализации рассматриваемого варианта расчета. Контролировалось соответствие количества тепла, теряемого радиационными поверхностями панелей А и С, количеству тепла, выделяемого имитатором тепловой нагрузки. При анализе теплового баланса отклонения не превышали $\pm 2,5\%$, что характеризует высокую степень достоверности результатов численных исследований. Указанное отклонение является по сути интегральной оценкой всех погрешностей, связанных непосредственно с вычислениями.

На рис.2 представлены типичные положения характерных изотерм приборной плоскости панели В. Там же изображено точное расположение датчиков, регистрирующих температуру внутренней поверхности обшивки этой панели. На рис.3 представлены положения характерных изотерм плоскости радиационной поверхности радиаторных панелей А, С с точным расположением датчиков температуры, регистрирующих температуру этих поверхностей. В таблице приведены значения экспериментально измеренных температур [6], соответствующих указанным датчикам.

Анализ полученных теоретических результатов показывает их хорошее соответствие экспериментальным данным. Максимальные отклонения измеренных в экспериментах и теоретических значений температуры не превышают 3,2 К. Такие отклонения незначительно превышают по своим абсолютным значениям погрешности ти-

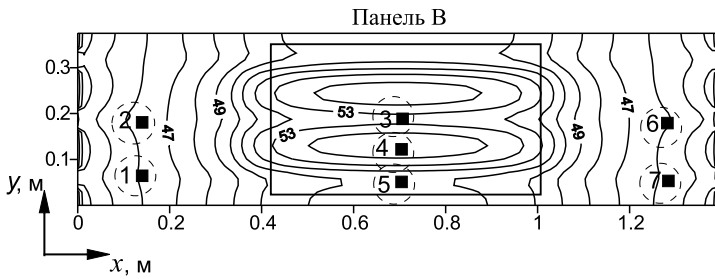


Рис.2. Положения характерных изотерм приборной плоскости панели В (\blacksquare – датчики температуры, $N = 1, \dots, 7$).

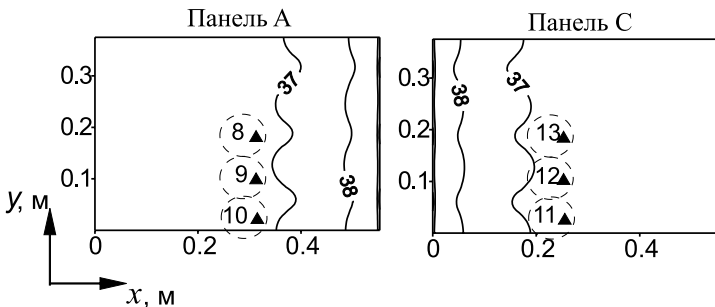


Рис.3. Положения характерных изотерм плоскости радиационной поверхности панелей А и С (\blacktriangle – датчики температуры, $N = 8, \dots, 13$).

пичных термопарных измерений в достигнутом диапазоне температур. Следует отметить, что все экспериментальные значения превышают полученные при численном анализе температуры (рис.2, табл.). Этот результат косвенным образом также подтверждает достоверность математической модели (1)–(14) и может быть объяснен следующим образом. Модель (1)–(14) сформулирована в предположении идеального контакта между всеми элементами рассматриваемой конструкции теплового макета части типичного модуля приборного отсека современного КА. В реальной конструкции ПО КА идеальный тепловой контакт достигается только в отдельных благоприятных условиях. Чаще всего контакт не является идеальным, и учесть масштабы отклонения от идеального достаточно трудно. Для этого необходимо проводить специальные эксперименты и сравнивать

теоретические значения температур с экспериментальными, а затем оценивать величины термических сопротивлений в зонах контакта. В эксперименте [6] такой оценки проведено не было. Поэтому учесть этот фактор в модели было невозможно. Соответственно, теоретические значения температур во всех точках расположения датчиков несколько ниже показаний этих датчиков.

Можно сделать вывод о том, что модель тепло-гидродинамических процессов, протекающих в ФТТ [5], обладает хорошим прогностическим потенциалом и может быть использована при анализе работы СОТР конкретных технических систем на основе, по крайней мере, низкотемпературных тепловых труб.

Достоинством рассматриваемой математической модели является отсутствие в наборе исходных данных, необходимых для проведения численного анализа, параметров и характеристик, определяемых в специальных экспериментах с применением анализируемых СОТР и соответствующих ФТТ. Такими параметрами являются, например в модели [3], коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения, конденсации и транспорта тепловой трубы. Определение значений этих величин является не менее сложной задачей, чем решение системы уравнений (1)–(14). Но модель (1)–(14) применима для любых СОТР и ФТТ, а модель [2] – только для тепловых труб, по которым проведены соответствующие эксперименты. Необходимо также отметить, что модель (1)–(14) создает объективные основания для проведения опытно-конструкторских работ по созданию СОТР на базе ФТТ. Реализованная постановка обеспечивает учет всех значимых факторов в широком диапазоне изменения основных геометрических, теплофизических, технологических и эксплуатационных параметров.

3. Заключение

На основании проведенных теоретических исследований и сопоставлении их результатов с данными независимых экспериментов, можно

Таблица

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$T, ^\circ\text{C}$	48.8	49.4	51.9	53.6	53.8	48.5	48.7	39.2	39.9	40.2	39.8	40.3	38.9

сделать вывод о возможности теоретического анализа процессов теплопереноса в системах обеспечения теплового режима космических аппаратов на основе фитильных тепловых труб с использованием осесимметричной модели переноса теплоты в ФТТ и системы пространственных уравнений теплопроводности для всех элементов рассматриваемой СОТР. Полученные результаты не только создают объективные предпосылки для моделирования процессов теплопереноса в сложных технических системах. Они также являются некоторым развитием основных идей и подходов к моделированию процессов теплопереноса в фитильных тепловых трубах и создают определенные предпосылки к совершенствованию (в части охвата большего числа факторов) моделей [2-4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент № 2092398 МКИ Б 6461/10 // Ашурков Е.А., Кожухов В.П., Козлов А.Г., Корчагин Е.Н. и др. // Космический аппарат блочно-модульного исполнения. Оpubл. в Б.И. 10.10.97. № 28.
2. Левитан М.М., Перельман Т.Л. Основы теории и расчета тепловых труб // Журнал технической физики. 1974. Т. XLIV, вып.8. С. 1569 – 1581.
3. Семена М.Г., Гершуни Л.Н., Зарипов В.А. Тепловые трубы с металловолоконными и капиллярными структурами. Киев: Вища школа, 1984. – 215 с.
4. Воронин В. Г., Ревякин А. В., Сасин В. Я. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1976, 200 с.
5. Кузнецов Г. В. Санду С. Ф. Особенности теплофизического моделирования приборных отсеков космических аппаратов // Инженерно-физический журнал. 2001. Т. 6, №6. С. 57–60.
6. Елизаров В.В. Теплообмен элементов сотовой конструкции негерметичных приборных отсеков космических аппаратов с системами терморегулирования на базе тепловых труб // Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук. Томский госуниверситет. 2003. – 154 с.
7. Кузнецов Г. В. Санду С. Ф. Математическое моделирование работы систем обеспечения теплового режима приборов радиоэлектронной аппаратуры космического аппарата // Известия вузов. Приборостроение. 2005. Т.48, №1. С. 54–61.
8. Самарский А. А. Теория разностных схем. М.:Наука, 1983. – 660 с.
9. Пасконов В.М., Полежаев В.И. Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. М.: Наука, 1984. – 263 с.
10. Rassamakin B., Tarasov G., Kozhukhov V., et al. // 12th International Heat Pipe Conference. May 19–24, 2002. Moscow-Kostroma-Moscow. Vol. 1. Pp. 62–67.

Получено 24.05.2005 г.