

Вычислительное моделирование процессов теплообмена в системах терморегулирования космических аппаратов

Е. Н. ВАСИЛЬЕВ, В. А. ДЕРЕВЯНКО

Учреждение Российской академии наук

Институт вычислительного моделирования СО РАН, Красноярск, Россия

e-mail: ven@icm.krasn.ru

Д. А. НЕСТЕРОВ

Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия

e-mail: ndanda@mail.ru

В. Е. КОСЕНКО, В. Е. ЧЕБОТАРЕВ

ОАО "ИСС" им. акад. М.Ф. Решетнева, Железногорск, Россия

e-mail: chebotarev@iss-reshetnev.ru

Представлены две математические модели, одна из которых предназначена для расчета теплообмена в системе терморегулирования стандарта частоты космического аппарата, другая — для определения распределенных характеристик в пористой структуре гипертеплопроводящих панелей (плоских тепловых труб). Модель теплообмена системы терморегулирования стандарта частоты основана на двумерных уравнениях теплопроводности. Уравнения описывают теплообмен в сотовой панели со встроенными тепловыми трубами с учетом радиационного теплообмена. Результаты расчетов позволяют оценить временные и пространственные температурные неоднородности посадочных мест приборов космического аппарата. Модель теплопередачи в гипертеплопроводящих панелях основана на двумерных уравнениях движения теплоносителя в пористой структуре. На основе модели описан алгоритм оценки работоспособности панели по капиллярному ограничению для заданного распределения тепловой нагрузки на поверхность. Модель позволяет получить температурное поле поверхности панели.

Ключевые слова: вычислительное моделирование, теплообмен, тепловые трубы, гипертеплопроводящие структуры.

Введение

Современный подход к проектированию космических аппаратов (КА) базируется на увеличении роли компьютерного моделирования, что позволяет существенно сократить время проектирования и снизить затраты на проведение экспериментальных испытаний образцов КА. Одной из важнейших задач, возникающих при проектировании КА, является обеспечение оптимальных температурных режимов блоков радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) и теплового состояния элементов конструкции в реальных условиях

эксплуатации в космическом пространстве. Соответствие теплового режима техническим условиям определяет эксплуатационную надежность и ресурс РЭА. При тепловом проектировании КА особого внимания требуют приборы с узким рабочим температурным диапазоном, а также с мощным и локальным тепловыделением. Для обеспечения тепловых режимов таких приборов необходимы дополнительные конструктивные решения, к которым относятся тепловые трубы (ТТ), компенсационные электрические нагреватели (ЭН), гипертеплопроводящие панели (ГТП) и пр. Применение математических моделей позволяют вырабатывать оптимальные технические решения и прогнозировать тепловые режимы при различных условиях работы. В данной работе представлены две математические модели, одна из которых предназначена для расчета теплообмена в системе терморегулирования стандарта частоты, другая — для определения распределенных характеристик в пористой структуре ГТП.

1. Математическая модель процессов теплообмена в системе терморегулирования стандарта частоты

Стандарт частоты (СЧ) — прибор, используемый на борту КА в качестве встроенной высокостабильной меры частоты в системе навигации. Высокая точность поддержания частоты возможна при условии минимальных колебаний температуры (в пределах ± 0.1 °С) на посадочном месте прибора. В работе рассматривается вариант размещения двух СЧ (основного и резервного) на термостатированной панели, выполненной в виде изолированной сотовой панели (СП) с размещенными на ней радиоэлектронными блоками СЧ, радиационной поверхностью и элементами терморегулирования — термодатчиками, электрическими нагревателями и тепловыми трубами. Резервный СЧ обогревается за счет теплоты, переносимой тепловыми трубами (ТТ) и поэтому находится в готовности к немедленному включению. На внутренней обшивке СП размещены тепловыделяющие блоки СЧ, на внешней находится радиационная поверхность, с которой испускается поток излучения в открытое космическое пространство и на которую попадает нестационарный радиационный поток от солнечной батареи. Для стабилизации температурного поля к внутренней обшивке СП прикреплены ленты ЭН и тепловые трубы. При значительной неоднородности распределений гарантированно контролировать оптимальный температурный режим РЭА достаточно сложно, поэтому для выравнивания поля температур на обшивке СП по площади посадочного места СЧ дополнительно размещают термостабилизирующие пластины (ТСП), изготовленные из металла с высоким коэффициентом теплопроводности.

Сотовая панель является плоской и состоит из двух параллельных пластин (обкладок 1 и 2, рис. 1), пространство между которыми заполнено сотами из металлической фольги (сотонаполнителем). Тепловые трубы расположены внутри СП и крепятся к обкладке с помощью посадочной площадки. Сотовые панели характеризуются высокой механической прочностью и очень малой плотностью. Теплообмен в сотовой панели вследствие ее неоднородности существенно отличается от теплопередачи в сплошной металлической панели. Кроме того, малая объемная плотность конструкции СП определяет ее низкие теплопередающие свойства, что затрудняет задачу эффективного отвода теплоты от блоков РЭА.

Оценки показывают, что в сотовых панелях в продольных направлениях теплопередача осуществляется в основном по обкладкам за счет теплопроводности. В поперечном

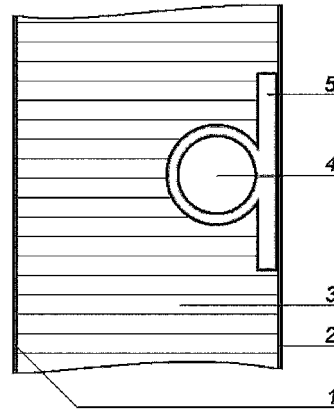


Рис. 1. Фрагмент поперечного сечения сотовой панели с тепловой трубой: 1, 2 — обкладки СП, 3 — сотозаполнитель, 4 — канал ТТ, 5 — посадочная площадка ТТ

направлении между обкладками теплообмен обеспечивается теплопроводностью по материалу сотового наполнителя, и влияние излучения здесь пренебрежимо мало. При этом излучение учитывается на внешней поверхности СП при теплообмене с внешней средой. Сотозаполнитель имеет размеры пор порядка нескольких миллиметров, поэтому в модели рассматривается как сплошная среда, по параметрам которой рассчитывается термическое сопротивление между обкладками.

1.1. Математическая постановка задачи и алгоритм численного решения

Для определения температурного режима сотовой панели математическая модель записывается в виде двух двумерных нестационарных уравнений с переменными коэффициентами, которые описывают распространение теплоты в обеих обкладках:

$$c_m(x, y) \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial T_i}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y) \frac{\partial T_i}{\partial y} \right] + q_v(x, y, t) - \alpha_v(x, y, t) T_i, \quad (1)$$

где c_m — удельная объемная теплоемкость материала; T_i — температура; $i = 1, 2$ — индекс, соответствующий номеру обкладки; λ — коэффициент теплопроводности; t — время; x, y — пространственные координаты; q_v — объемная мощность источников и стоков теплоты; α_v — коэффициент теплообмена с внешней средой.

Уравнение (1) дополнено граничными условиями вида

$$\left[\lambda \frac{\partial T}{\partial l} + \alpha T \right]_{l=0, L} = q|_{l=0, L}$$

и начальным условием

$$T|_{t=0} = T_0(x, y).$$

Величина теплового потока, перетекающего через сотозаполнитель с одной обкладки на другую, определяется выражением

$$q(x, y) = \frac{T_1(x, y) - T_2(x, y)}{R}, \quad (2)$$

где T_1 и T_2 — температуры обкладок 1 и 2 соответственно, R — удельное термическое сопротивление сотозаполнителя. Условие (2), описывающее теплообмен между обкладками, учитывается в уравнении (1) с помощью двух последних слагаемых. Так, при расчете температурного поля первой обкладки в слагаемом объемного тепловыделения задается добавка в виде $q_v(x, y) = T_2(x, y)/Rd_1$, а в коэффициенте теплообмена — $\alpha_v(x, y) = 1/Rd_1$, где d_1 — толщина первой обкладки. Для второй обкладки используется аналогичное описание. Такой алгоритм расчета теплообмена между обкладками СП обеспечивает устойчивость вычислительного алгоритма. Кроме того, в слагаемом q_v учитываются тепловой поток от РЭА, внешние тепловые потоки и излучение с поверхности обкладок.

Тепловые трубы в математической модели учитываются на обкладках СП как зоны высокой однонаправленной теплопроводности, причем значение коэффициента теплопроводности, определяющего теплопередающую способность тепловой трубы, задается для ее осевого направления. Теплопроводность посадочной площадки ТТ также учитывается, поскольку эта составляющая может оказывать заметное влияние на теплопередачу в поперечном направлении. Массы блоков обоих СЧ и ТСП учитываются как составляющая в коэффициенте c_m .

При выборе численного метода решения задачи одними из самых важных критериев являются экономичность и устойчивость алгоритма. Кроме того, специфика задачи требует, чтобы вычислительный алгоритм позволял оперировать с однонаправленными компонентами коэффициента теплопроводности λ_x и λ_y , которые обусловлены анизотропией теплопроводности из-за наличия тепловых труб. Данным требованиям соответствует метод суммарной аппроксимации [1], в котором используется расщепление задачи по пространственным координатам. При этом процесс решения нестационарной двумерной задачи на каждом временном шаге разбивается на два этапа, на каждом из которых решается локально-одномерная задача с помощью неявной разностной схемы.

1.2. Результаты расчетов

Расчет теплового режима проведен для СП, имеющей следующие геометрические параметры: размеры 710×380 мм, толщина обкладок 0.4 мм, толщина фольги сотонаполнителя 0.03 мм, размер соты 4 мм, толщина СП 30 мм. Теплофизические параметры материала СП: плотность $\rho = 2.7$ г/см³, коэффициент теплопроводности $\lambda = 180$ Вт/(м·К), теплоемкость $C = 880$ Дж/(кг·К). Для работающего СЧ задаются мощности и теплоемкости блоков, для резервного учитывается теплоемкость блоков. Для получения детальной картины температурного поля разностный шаг не должен превышать минимальный характерный размер узлов и элементов СП, определяющих неоднородность температурного поля. В данной задаче таким размером является диаметр ТТ. Соответственно при проведении вычислительного эксперимента была задана разностная сетка с числом узлов 72×39 и с равным значением пространственных шагов по координатам (x и y) $h_x = h_y = 10$ мм.

Результатом расчета по данной модели является получение распределения температуры на обеих обкладках СП. На рис. 2 в оттенках серого цвета приведено температурное поле внутренней обкладки при толщине ТСП 6 мм, белым контуром показаны посадочные места блоков работающего СЧ. Как видно из рисунка, температурное поле имеет существенную неоднородность, связанную с воздействием неоднородных тепловых потоков от блоков СЧ. Также на рисунке отчетливо прослеживается сглаживающее

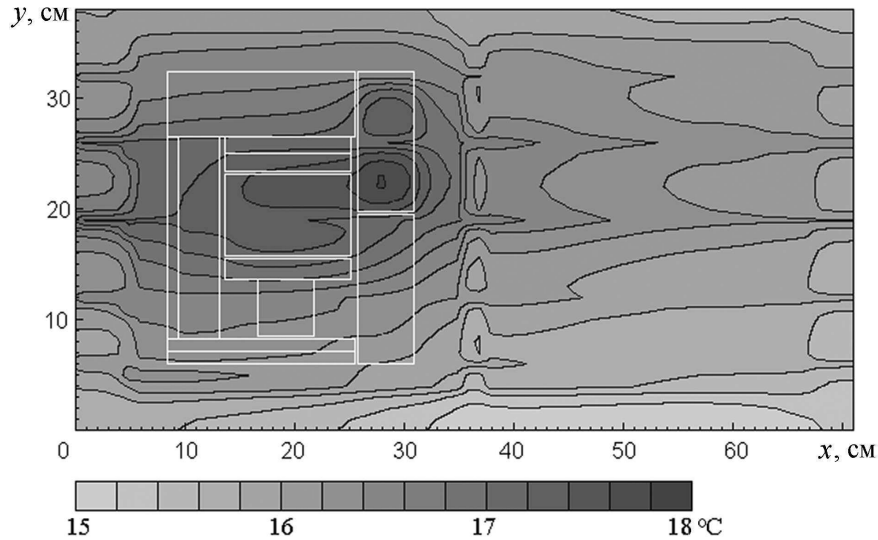


Рис. 2. Температурное поле внутренней поверхности СП

влияние пяти ТТ и двух ТСП. В целом на внутренней обкладке температурный перепад составляет около 3 °С. Амплитуда временных колебаний средней по посадочному месту работающего СЧ температуры находится в пределах ± 0.1 град.

Временные колебания и перепады температуры по площади СЧ можно уменьшить путем увеличения толщины ТСП, однако это связано с существенным увеличением массы конструкции. В перспективных разработках конструкции термостатированной панели СЧ для повышения теплопередающей способности вместо ТСП и ТТ можно использовать гипертеплопроводящие пластины (ГТП). Расчет теплового режима СП с ГТП толщиной 2 мм и теплопроводностью $\lambda_{\text{eff}} = 5000 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ дает практически однородное тепловое поле на внутренней обшивке (температурный перепад не превышает 0.5 град), временная нестабильность температуры при этом составляет ± 0.04 °С. Особенности процессов теплопередачи в пористой структуре ГТП, математическая модель и результаты расчета характеристик представлены в следующем разделе.

2. Моделирование теплопередачи в гипертеплопроводящих панелях

Гипертеплопроводящая панель представляет собой плоскую тепловую трубу и является устройством, обеспечивающим эффективную интенсивность теплопередачи, многократно превышающую аналогичные показатели металлов. Перенос тепла по панели осуществляется за счет движения теплоносителя в виде пара от области нагрева к области конденсации по паровым каналам и обратно в виде жидкости по фитилю за счет капиллярных сил. Большая величина скрытой теплоты парообразования обеспечивает высокую эффективную теплопроводность панели. В данной работе представлена двумерная стационарная математическая модель теплообмена в ГТП-панели. На основе модели описан алгоритм оценки работоспособности панели по капиллярному ограничению для заданного распределения тепловой нагрузки на поверхность. Модель позволяет получить температурное поле поверхности панели.

2.1. Конструкция гипертеплопроводящей панели

Панель представляет собой плоскую тонкую герметичную конструкцию, содержащую фитиль, заполненный теплоносителем (аммиак, вода и т.п.), и каналы для переноса пара (рис. 3).

Работоспособность панели для заданного распределения тепловой нагрузки на поверхность зависит от возможности капиллярной структуры доставить жидкий теплоноситель к областям нагрева. Иными словами, капиллярный напор фитиля должен превышать сумму падений давлений в жидкости, движущейся по фитилю, и в паре, движущемся по паровым каналам. Предложенная математическая модель основана на проверке выполнения указанного капиллярного ограничения.

2.2. Математическая модель

Для описания движения теплоносителя в пористой структуре используются двумерные дифференциальные уравнения для жидкостной (3) и газообразной (4) фаз, полученные из уравнений сохранения массы, закона Дарси и уравнения движения несжимаемого газа в канале:

$$K \frac{\rho_l}{\mu_l} \operatorname{div}(\mathbf{S}_l \cdot \operatorname{grad} P_l) = -Q/(\lambda D), \quad (3)$$

$$\frac{2\rho_v r_{h,v}^2}{\mu_v (f_v \operatorname{Re}_v)} \operatorname{div}(\mathbf{S}_v \cdot \operatorname{grad} P_v) = Q/(\lambda D), \quad (4)$$

где $K = \frac{2\varepsilon r_{h,l}^2}{(f_l \operatorname{Re}_l)}$ — проницаемость фитиля; $f_l \operatorname{Re}_l$ — коэффициент гидравлического сопротивления (изменяется от 10 до 24 в зависимости от внутренней структуры панели [2]); ε — пористость фитиля; $r_{h,l}$ — гидравлический радиус пор (обычно допустимо приравнять к радиусу пор фитиля r_c); $r_{h,v}$ — гидравлический радиус паровых каналов; ρ_l и ρ_v — плотности жидкостной и газообразной фаз теплоносителя; μ_l и μ_v — вязкости жидкостной и газообразной фаз теплоносителя; λ — скрытая теплота парообразования; D — толщина панели за вычетом толщины стенок корпуса панели; компоненты вектора $\mathbf{S}_l = (S_{lx}, S_{ly})$ — доли эффективных поперечных сечений фитиля от общего сечения панели для направлений x и y соответственно, компоненты вектора $\mathbf{S}_v = (S_{vx}, S_{vy})$ — доли сечения паровых каналов относительно полного сечения для направлений x и y соответственно. Величины S_{vx} , S_{vy} , S_{lx} , S_{ly} безразмерные, могут равняться от 0 до 1 и характеризуют внутреннюю геометрию пористой структуры.

Решениями уравнений (3) и (4) являются распределения давления в жидкостной и газообразной фазах теплоносителя $P_l(x, y)$ и $P_v(x, y)$ при заданном распределении потока тепла на поверхности панели $Q(x, y)$. ГТП-панель будет работать успешно в том

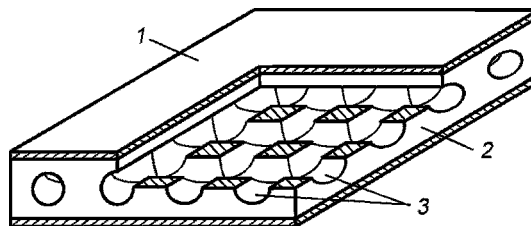


Рис. 3. Структура ГТП-панели: 1 — корпус, 2 — фитиль, 3 — паровые каналы

случае, если разница давлений между газообразной и жидкостной фазами $\Delta P = P_v - P_l$ в каждой точке будет меньше максимального капиллярного давления:

$$P_c = \frac{2\sigma \cos(\theta)}{r_c},$$

где r_c — радиус пор фитиля, σ — коэффициент поверхностного натяжения, θ — минимальный угол смачивания материала фитиля теплоносителем. Если $\max(\Delta P) > P_c$, то капиллярные силы не способны подтягивать теплоноситель, фитиль в панели в этом случае будет осушаться, и панель не сможет удовлетворительно работать. Таким образом, капиллярное условие для работы панели можно записать следующим образом:

$$\max(\Delta P) < P_c.$$

Распределение температуры на поверхности панели будет определяться температурой насыщенного пара в заданной точке, плотностью мощности нагрева и тепловым сопротивлением слоя фитиля и корпуса панели:

$$T(x, y) = T_s(P_v(x, y)) + Q(x, y)R,$$

здесь $R = R_f + R_w$ — сумма тепловых сопротивлений фитиля и стенки корпуса панели. Тепловое сопротивление фитиля можно оценить как $R_f = c/k_f$, где c — толщина фитиля (расстояние от парового канала до стенки корпуса панели), k_f — теплопроводность наполненного теплоносителем фитиля. Тепловое сопротивление стенки $R_w = t/k_w$, здесь t — толщина стенки, k_w — теплопроводность материала корпуса панели.

2.3. Вычислительный алгоритм

Для решения уравнений (3) и (4) использован метод установления: из соответствующих нестационарных уравнений находится решение, сходящееся к стационарному состоянию. Для численного решения нестационарных уравнений используется экономичная схема расщепления по пространственным направлениям [1] с применением неявной разностной схемы для решения локально-одномерных задач.

В качестве начального условия для нестационарных уравнений используется распределение $P_0(x, y) = 0$. На границе используется граничное условие второго рода

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0, W} = 0 \quad \text{и} \quad \left. \frac{\partial P}{\partial y} \right|_{y=0, H} = 0.$$

Для анализа работы панели при заданном распределении теплового потока по панели можно использовать распределение величины $\Delta P/P_c$. В областях, где $\Delta P/P_c > 1$, капиллярное давление не справляется с переносом теплоносителя и происходит перегрев этих областей. Таким образом, анализируя распределение величины $\Delta P/P_c$ по панели, можно подобрать оптимальную компоновку тепловыделяющих элементов.

2.4. Результаты расчетов

На основе описанной вычислительной модели проведены расчеты для образцов ГТП-панелей со следующими характеристиками: размеры 330×70 мм, толщина 2.5 мм, материал панели — никель, теплоноситель — вода. Для расчетов использовались зависимости физических характеристик теплоносителей от температуры из [3].

2.4.1. Калибровка модели

Для определения величин S_{vx} , S_{vy} , S_{lx} , S_{ly} использовались результаты натуральных экспериментов. Схема одного из экспериментов показана на рис. 4. На горизонтальной панели расположен нагреватель диаметром 2 см. На расстоянии от нагревателя $L = 240$ мм находится область охлаждения (охладитель) размером 50×70 мм. В ходе эксперимента постепенно увеличивается подаваемая на нагреватель мощность. Температурное поле панели фиксируется тепловизором со стороны, противоположной расположению нагревателя. Значение передаваемой через панель мощности рассчитывается по величине тепла, отбираемого водой охладителя. При мощности ниже определенного критического значения температура на всей площади панели остается почти равномерной, при мощности, превышающей определенное критическое значение, температура панели в области нагревателя резко возрастает. Температура работы панели в экспериментах варьировалась с помощью изменения температуры воды охладителя.

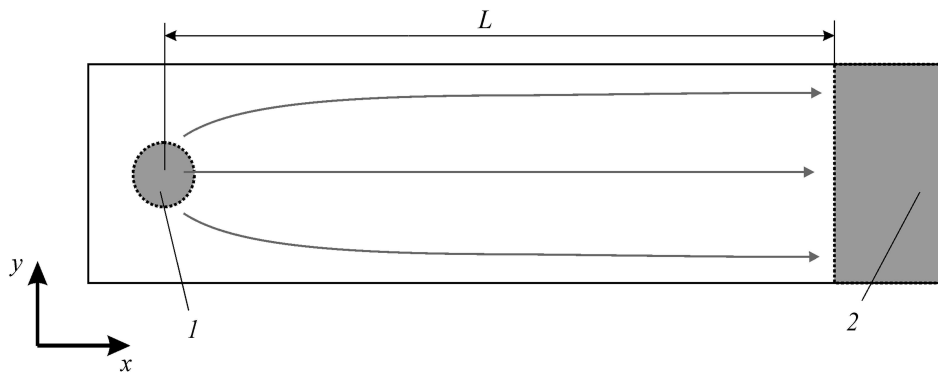


Рис. 4. Схема эксперимента по определению максимальной мощности, отводимой через панель при локальном интенсивном нагреве; площадь подвода тепла 3 см^2 , расстояние $L = 240$ мм; 1 — нагреватель, 2 — охладитель

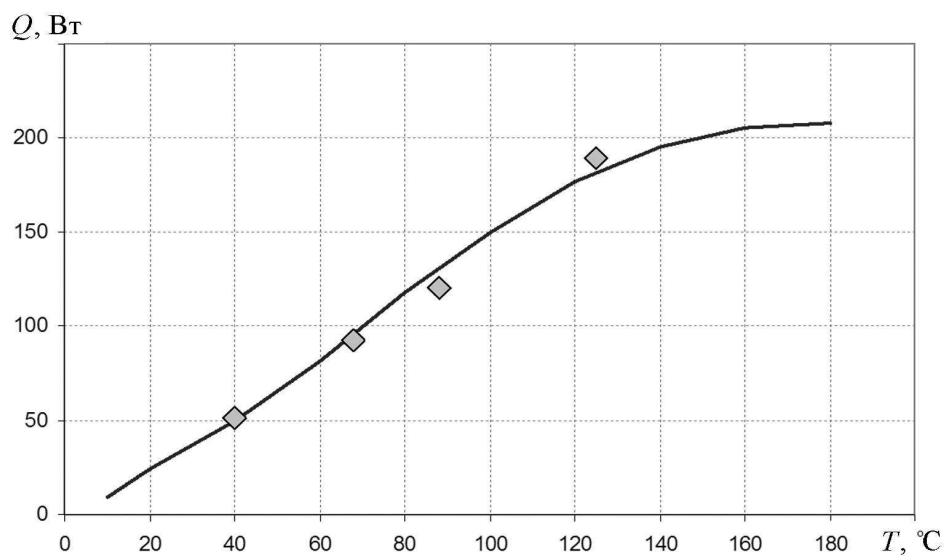


Рис. 5. Зависимость величины максимальной мощности от температуры: линия — расчетная кривая, точки — экспериментальные значения

На рис. 5 показаны экспериментальная и расчетная зависимости максимальной передаваемой через панель мощности от температуры панели. Из графика видно, что данная зависимость почти линейно растет с увеличением температуры. Это связано с тем, что с ростом температуры свойства воды и водяного пара изменяются.

2.4.2. Тепловой режим панели с несколькими источниками тепла

Схема вычислительного эксперимента показана на рис. 6. На панели установлено несколько источников тепла различной формы и мощности. Охлаждаемая область размером 30×40 мм расположена на краю панели. Суммарная подводимая мощность составляет 47 Вт. Температура панели 40°C . На рисунке также приведено распределение отношения капиллярного давления к максимально возможному. Работоспособность панели сохраняется, когда эта величина меньше единицы. Результаты расчетов показывают, что капиллярное давление не превышает 75 % максимально возможного значения, т.е. панель успешно работает с хорошим запасом. На рис. 7 приведено распределение температуры на поверхности панели со стороны источников тепла. Видно, что поперечные потоки тепла приводят к увеличению температуры в областях подвода и отвода тепла, особенно для нагревателей с большой плотностью мощности. Максимальный перепад температуры между посадочным местом источника тепла и охладителя

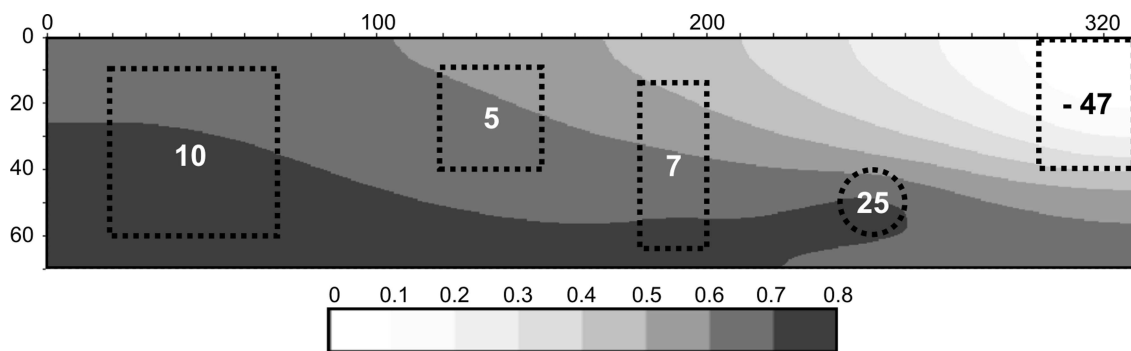


Рис. 6. Схема расположения источников и стоков тепла на поверхности панели; цифрами обозначены мощности нагрева (Вт); градациями серого цвета показано распределение по панели отношения капиллярного давления к максимально возможному значению (температурная шкала в $^\circ\text{C}$)

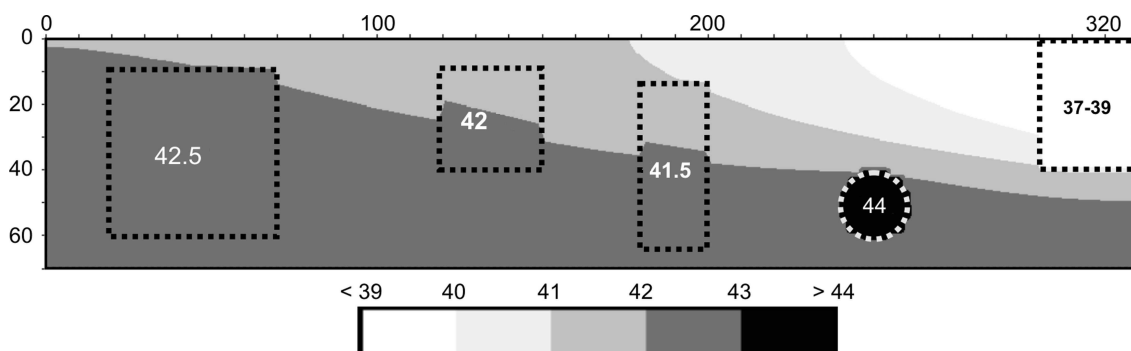


Рис. 7. Распределение температуры на поверхности панели и температуры посадочных мест (в $^\circ\text{C}$)

составляет около 6 град. Аналогичные градиенты температуры при рассматриваемой конфигурации тепловых потоков соответствуют материалу с теплопроводностью более 20 000 Вт/(м·К).

Предложенный вычислительный алгоритм позволяет выяснить возможность работы ГТП-панели для заданного распределения мощности притоков и стоков тепла, а также определить температурное поле поверхности. Преимуществом алгоритма является отсутствие необходимости точного описание внутренней структуры изделия. Модель содержит в себе несколько параметров, характеризующих внутреннюю геометрию. Эти параметры находятся из натуральных экспериментов для конкретной структуры и могут быть использованы в дальнейшем для расчетов тепловых режимов с различными конфигурациями притоков и стоков тепла и с разными теплоносителями. Поскольку структура создаваемых ГТП-изделий сложна и точное описание ее внутренней структуры затруднено, указанное преимущество является существенным.

Таким образом, разработанные математические модели позволяют проводить расчеты температурных полей в системе терморегулирования с учетом детальной информации о конструкции сотовой панели, мощностей тепловыделения и теплоемкостей блоков РЭА, внешних тепловых условий. На основе математической модели возможно проведение оптимизации конструкции СП, параметров ГТП, расположения приборов и ТТ с целью обеспечения требуемых для функционирования РЭА тепловых режимов.

Список литературы

- [1] САМАРСКИЙ А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1989. 616 с.
- [2] Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. М.: Машиностроение, 1981. 208 с.
- [3] FAGHRI A. Heat Pipe Science and Technology. Taylor and Francis Group, 1995. 874 p.

Поступила в редакцию 3 ноября 2009 г.