

УДК 629.7.048.7

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ ДЛЯ ТЕПЛООВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В СИСТЕМАХ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ

В.М. Батуркин

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», проспект Победы, 37, 03056, Киев, Украина, эмейл: baturkin@carrier.kiev.ua, тел/факс: 38044 2417597

Приведена классификация типовых задач тепло-массообмена, которые встречаются при проектировании и исследовании систем теплового контроля научной аппаратуры с применением тепловых труб. Показана возможность использования конечно-элементных и конечно-разностных пакетов HEAT-90 (Украина) и TAS ANSYS (США) для моделирования тепловых труб на различных уровнях их интегрирования в систему передачи тепла. Рассмотрены примеры расчета с помощью этих пакетов максимальной производительности тепловых труб с металловолоконистой капиллярной структурой и структурой в виде продольных канавок, а также определения термических сопротивлений тепловых интерфейсов и температурных полей в системах, использующих тепловые трубы.

### Введение

В настоящее время тепловые трубы являются характерным элементом систем теплового контроля для космической техники [1]. Проектирование и разработка новых концепций для передачи тепла и регулирования температуры с помощью тепловых труб базируется на предварительной оценке температурного режима разрабатываемого устройства, которая должна проводиться на основе анализа совместного функционирования прибора и тепловой трубы (ТТ). Разработчики и исследователи, работающие в этой области, имеют в своем распоряжении разнообразные коммерческие пакеты, основанные на различных физических принципах моделирования, например, ANSYS, Flomeric, NASTRAN, SINDA-Fluint, SINDA/G, Pro-Engineer, SolidWorks, SAMTECH, TAS, TAK - 2000, ESATAN, Termica и другие. Эти мощные инструменты используют современные достижения в области физического моделирования и предоставляют исследователям широкие возможности, такие как импорт геометрии объекта, возможность совместного решения нескольких проблем переноса в рамках одного программного продукта, обеспечивают высокую размерность решаемой задачи и несколько вариантов ее решения, имеют разнообразный сервис для подготовки задачи, задания граничных условий, анализа результатов и передачи данных между различными программными комплексами.

Однако ценой универсальности и широких возможностей этого программного обеспечения являются особые требования к компьютерной платформе и операционной системе, высокая квалификация пользователя, существенная стоимость лицензии на использование программного пакета (десятки тысяч долларов), значительный период времени, требуемый для приобретения навыков работы с пакетом (годы), необходимость обучения на специализированных достаточно дорогостоящих школах-семинарах (стоимость 500 - 3000 долларов) и осуществление постоянной технической

поддержки продукта производителем (hot-line support, 600 - 1000 долларов в год). Поэтому недорогие (до 500 - 2000 долларов) специализированные двух- и трехмерные конечно-элементные (КЭ) и конечно-разностные (КР) пакеты, решающие единственную задачу переноса, также широко используются для моделирования тепловых труб и систем теплового контроля и позволяют получать результаты пользователям, не имеющим специального образования. Использование аналогии уравнений теплопроводности, фильтрации жидкости, одномерного движения жидкости в канале позволяет моделировать спектр задач типичных для низкотемпературных тепловых труб. Как правило, структура таких используемых программных продуктов имеет следующий вид (рисунок 1).

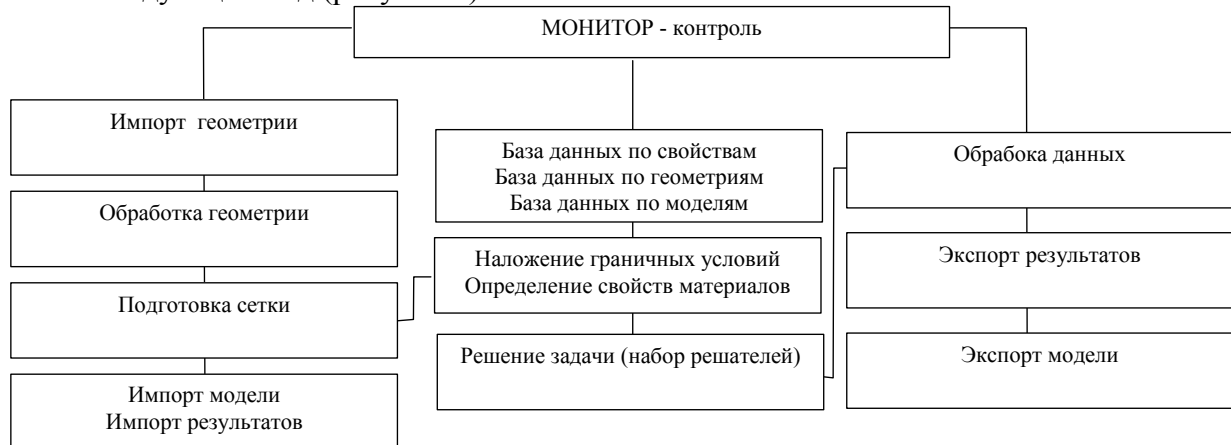


Рисунок 1. Структура программных продуктов для проведения теплового анализа тепловых труб

Одним из примеров использования конечно-элементных программных продуктов является пакет «HEAT-90», разработанный в НТУУ «КПИ», Украина в 1990-92 г.г. для моделирования процессов передачи тепла в твердых телах [2]. По нашему мнению, этот пакет является достаточно простым в эксплуатации и может применяться для теплового моделирования тепловых труб и систем на их основе. Дополнительно для этих целей также были использованы программные комплексы TAS ANSYS (КР) [3], пакеты TAK-2000 [4] и MINITAN [5] (метод сосредоточенных параметров). Пакеты «HEAT-90» и TAS ANSYS в исходной постановке предназначены для решения задач стационарной и нестационарной изотропной и ортотропной теплопроводности при граничных условиях I-IV рода с нелинейными свойствами материалов, а пакеты TAK-2000 и MINITAN могут решать такие задачи при «ручном» разбиении моделируемого объекта на узлы с сосредоточенными параметрами – теплоемкостью и проводимостями.

## 1. Характеристика типовых задачи для моделирования тепловых труб и систем на их основе

При проектировании низкотемпературных тепловых труб и систем теплового контроля на их основе возникают следующие тепловые задачи:

- анализ теплотехнических характеристик тепловой трубы. Для таких задач исследуется температурное поле в оболочке тепловой трубы, как вдоль продольной оси, так и поперек при однородных и неоднородных граничных условиях (рисунок 2, а, б). Моделирование температурного поля проводится автомодельно от характеристик течения жидкости и пара. Температура пара определяется в ходе решения и принимается постоянной по длине ТТ. Одной из задач является исследование влияния

внутренних процессов на формирование температурного поля в оболочке ТТ. Метод аналогии процессов переноса позволяет использовать исходно предназначенные для решения уравнений теплопроводности программные комплексы для решения задач фильтрации теплоносителя в капиллярно-пористой среде (КПС) типа порошков и войлоков, для определения расходов теплоносителя при заданной геометрии пористой структуры и перепаде давлений, а также для анализа установившегося течения жидкости в продольных канавках произвольного сечения, образующих капиллярную структуру ТТ (2, в). Размерность задач - двухмерная, псевдо трехмерная и трехмерная.

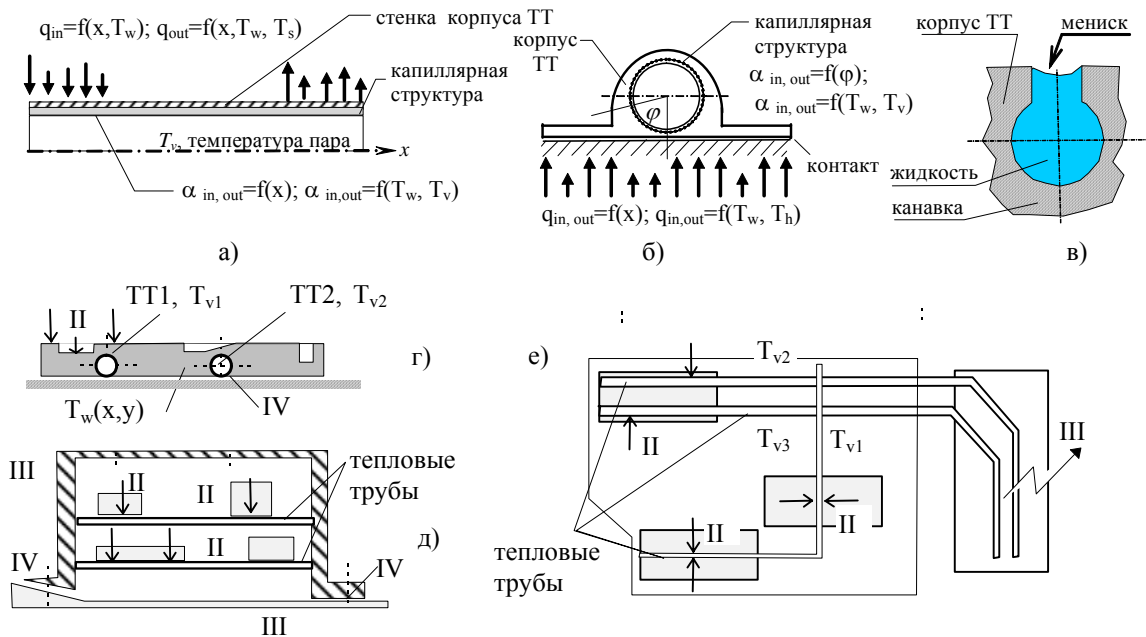


Рисунок 2. Варианты задач для моделирования ТТ и систем на их основе: а, б, в – типовые задачи анализа характеристик тепловой трубы; г – тепловые интерфейсы «тепловая труба-прибор»; д – тепловая труба является частью прибора; е – тепловые трубы образуют тепловую сеть, соединяющую приборы. I, II, III, IV – тип граничных условий,  $T_v$ ,  $T_w$ ,  $T_s$  – температуры пара, стенки ТТ, стока тепла; 1, 2, 3 – номер тепловой трубы (когда используются несколько ТТ).  $q$ ,  $\alpha$  – плотность теплового потока, коэффициент теплообмена, in, out – входящий и выходящий

- моделирование тепловых интерфейсов «тепловая труба-прибор» (рисунок 2, г). Задачей моделирования является расчет полей температур и передаваемых тепловых потоков, и на их основе определение термического сопротивления теплового интерфейса, исследование влияния свойств используемых материалов, величины контактного термического сопротивления и геометрии интерфейса. Типичными примерами теплового интерфейса являются фланцевое соединение тепловой трубы с радиатором и интерфейс тепловой трубы с отопительной панелью. Для решения таких задач температура пара в ТТ может задаваться, и во многих практических случаях достаточно использовать двухмерную постановку.

- моделирование устройства для случая, когда тепловая труба является частью системы теплового контроля прибора и одновременно конструктивным элементом прибора, а также когда тепловые трубы формируют разветвленную сеть для передачи тепла. Это подразумевает моделирование объекта в целом совместно с несколькими тепловыми трубами (рисунок 2, д, е). Полномасштабное моделирование таких объектов пока не освоено в виду сложности построения геометрического и теплового образа данной системы и, как правило, сложной геометрии собственно приборов. Упрощение

тепловой схемы касается прежде всего приборов, а также замены оболочки транспортной зоны тепловой трубы одной точкой, температура которой равна температуре пара. В большинстве случаев используется трехмерная постановка, иногда возможна и псевдо трехмерная (для плоских систем).

## 2. Моделирование тепловой трубы как отдельного теплопередающего элемента

Для совместного решения задач распределения температур в корпусе, капиллярной структуре и паровом канале, движения жидкости в КПС, а также процессов испарения и конденсации, необходима разработка адекватной физической модели и специализированного программного обеспечения. Большинство программных пакетов не имеет всего набора средств, позволяющих объединить все эти процессы. Практика решения задач определения температурного поля в ТТ рассматривает эти задачи как невзаимосвязанные, и как правило, решение проводится в области значений тепловых потоков  $Q$ , меньших, чем ограничения по передаваемой мощности  $Q_{max}$ .

Величины коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке для зон подвода и отвода тепла определяются зависимостями, полученными на опытных образцах ТТ и фрагментах КПС или на основе теоретических моделей теплообмена в соответствующей зоне. Для режима испарения слой капиллярной структуры, насыщенной жидкостью, представляется плоской или цилиндрической стенкой. Способ моделирования зависит от вида используемой КПС. Схемы возможных вариантов теплообмена, которые используются в прикладных КЭ и КР пакетах для структур типа войлока или порошка, представлены на рисунке 3.

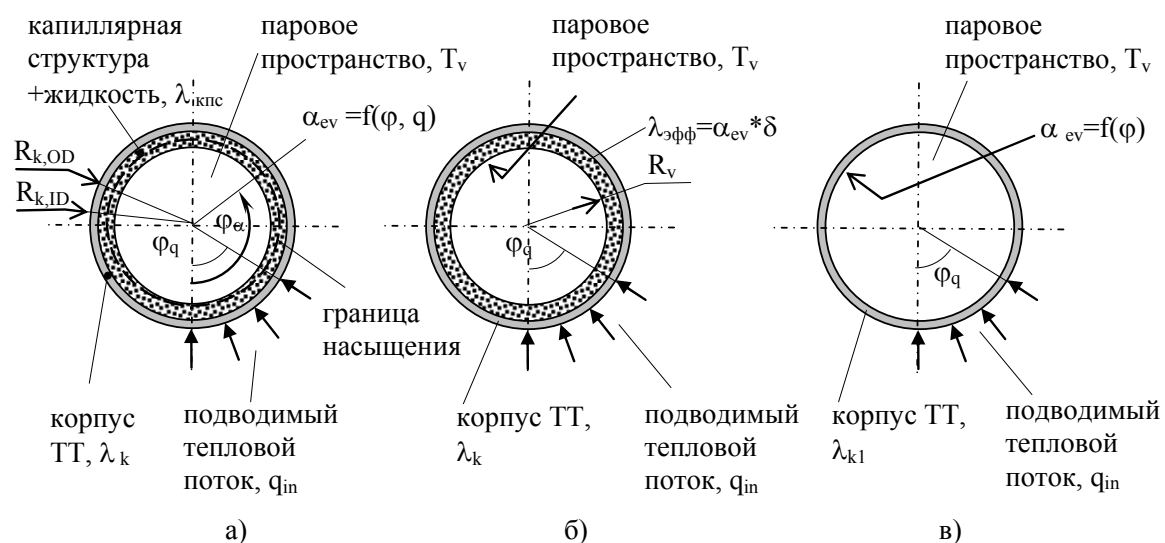


Рисунок 3. Схемы представления процессов теплообмена в зоне нагрева тепловой трубы с капиллярной структурой в виде порошка или войлока: а - реальный процесс, б - теплопроводность через слой капиллярной структуры; в - граничные условия III рода на внутренней поверхности корпуса

Наиболее реальным является описание процесса парообразования с учетом появления паровых полостей в КПС, учета межфазного перепада температур, моделирования осушения капиллярной структуры при действии сил тяготения и изменении капиллярного потенциала КПС, неравномерного подвода тепла, а также с учетом других многочисленных особенностей протекания процессов парообразования на пористых поверхностях [6, 7, 8], рисунок 3, а. Коэффициент теплоотдачи при

парообразовании  $\alpha_{ev}$ , получаемый в ходе предварительных экспериментов в режиме кипения, относят либо к внутренней поверхности капиллярной структуры, либо к внутренней поверхности корпуса. При моделировании теплопередачи теплопроводным слоем (схема б) определяется эффективная теплопроводность этого слоя  $\lambda_{эфф} = \alpha_{ev} * \delta$ , где  $\delta$  - толщина структуры или при учете цилиндричности корпуса  $\lambda_{эфф} = \alpha_{ev} * 2R_{k,ID} \ln(R_{k,OD}/R_{k,ID})$ . В условиях испарительного режима  $\lambda_{эфф}$  принимается равной теплопроводности КПС, насыщенной жидкостью  $\lambda_{КПС}$ , и определяемой, например, по зависимостям [9]. Величины  $\lambda_{КПС}$  и  $\lambda_{эфф}$  могут не совпадать. Теплопроводность капиллярной структуры в продольном направлении (вдоль продольной оси) принимается равной  $\lambda_{КПС}$ .

Схема «в» основана на том, что термическое сопротивление процесса парообразования описывается граничными условиями III рода на внутренней поверхности корпуса  $q_{w-v} = \alpha_{ev}(T_w - T_v)$  или  $(\lambda_{КПС}/\delta)(T_w - T_v)$ , а капиллярная структура отсутствует как геометрический объект. Вклад капиллярной структуры в перенос тепла теплопроводностью в продольном направлении учитывается увеличением теплопроводности материала корпуса  $\lambda_{к1}$ , где  $A_{кпс}$ ,  $A_k$  - площади поперечного сечения для КПС и корпуса:

$$\lambda_{к||} = (\lambda_{кпс} * A_{кпс} + \lambda_k * A_k) / A_k = \lambda_{кпс} (A_{кпс} / A_k) + \lambda_k,$$

а в поперечном направлении

$$\lambda_{к\perp} = (\lambda_{кпс} * \delta_{кпс} + \lambda_k * \delta_k) / \delta_k = \lambda_{кпс} (\delta_{кпс} / \delta_k) + \lambda_k.$$

Каждый из вариантов приводит к появлению погрешности расчета, связанной с определением тепловых потоков, передаваемых теплопроводностью по КПС, и погрешность расчета зависит от соотношения  $(\lambda_{кпс} * A_{кпс}) / (\lambda_k * A_k)$ . Для низкотемпературных ТТ, изготовленных из нержавеющей сталей с нержавеющей КПС этот комплекс составляет 0,05 - 0,2, а для ТТ, изготовленных из алюминиевых сплавов с нержавеющей КПС и из меди с медной КПС - не превышает 0,02. Для высокотемпературных ТТ, имеющих стальной корпус и стальную КПС, а также натриевый теплоноситель эта величина составляет 1 - 2. Таким образом, в режиме испарения моделирование возможно проводить на основе предположения о теплопередаче в ТТ как цилиндрической двухслойной стенке, а при моделировании теплообмена при кипении в зоне нагрева ТТ с КПС в виде войлоков и порошков возникают отклонения от физической модели. Для зоны конденсации используется модель плоской или цилиндрической трехслойной стенки со значением коэффициента теплопроводности КПС равным  $\lambda_{КПС}$  и дополнительным слоем жидкости на внутренней поверхности КПС [6].

Другие типы капиллярных структур такие, как продольные канавки также имеют свои особенности при моделировании. Современные представления о процессе парообразования в ТТ с продольными канаками [10, 11, 12, 13] базируются на том, что отвод тепла (до 50 %) в пар происходит в очень небольшой зоне мениска (микрообласть), примыкающей к верхушке ребра (размеры области составляют микроны), и частично с поверхности мениска. Исследование теплового состояния макрообласти канавки может проводиться с помощью КЭ и КР пакетов. Для моделирования микрообласти прежде всего необходимо определить ее геометрию с помощью системы уравнений, не входящих в КЭ/КР пакет, а затем задать ее для решения в КЭ пакет. Учитывая, что размеры микрообласти и макрообласти отличаются в тысячи раз, сшивка сеток для этих двух областей является достаточно трудоемкой задачей (рисунок 4, а). При моделировании полного профиля ТТ со всеми канавками (обычно до 30 канавок), расположенными в корпусе по периметру, использование индивидуального подхода для каждой канавки нерационально в виду большой трудоемкости подготовки

задачи. Для ее решения можно применить следующие упрощения: моделировать теплообмен граничными условиями III рода  $\alpha_{ev,aver}$  на поверхности мениска каждой канавки, сохраняя общий баланс тепла для всего сечения канавки:

$$\alpha_{ev,aver} = \alpha_{ev} \cdot (P_{gr} / P_{мен}),$$

где  $\alpha_{ev}$  - экспериментальное или теоретическое значение коэффициента теплоотдачи, усредненное для некоторого периметра  $P_{gr}$ , оба значения подставляются из решения задачи для одной канавки,  $P_{мен}$  - принимаемый периметр мениска в канавке (схема б). Другим возможным вариантом является усреднение коэффициента теплоотдачи по всей поверхности корпуса, обращенной в паровой канал, без рассмотрения теплообмена для каждой из канавок (схемы в и г). В этом случае

$$\alpha_{ev,aver} = \alpha_{ev} \cdot (P_{gr} N / (2\pi R_v)), \text{ схема в,}$$

$$\alpha_{ev,aver} = \alpha_{ev} \cdot (P_{gr} N / (2\pi R_{v,mod})), \text{ схема г.}$$

Теплопроводность модифицированного цилиндрического сегмента  $\lambda_{gr}$ , замещающего материал корпуса между канавками и жидкость и расположенного в  $R_{gr} > r > R_v$  для схемы в) определяется по зависимости

$$\lambda_{gr} = (\lambda_1 \cdot A_1 + \lambda_k \cdot A_k) / (A_k + A_1),$$

а для схемы «г»  $\lambda_{gr}$  в зоне  $R_{gr} > r > R_{v,mod}$  равна:

$$\lambda_{gr} = \lambda_k, R_{v,mod} = [(\pi \lambda_k R_{gr}^2 - (\lambda_1 \cdot A_1 + \lambda_k \cdot A_k)) / (\pi \lambda_k)]^{0.5}.$$

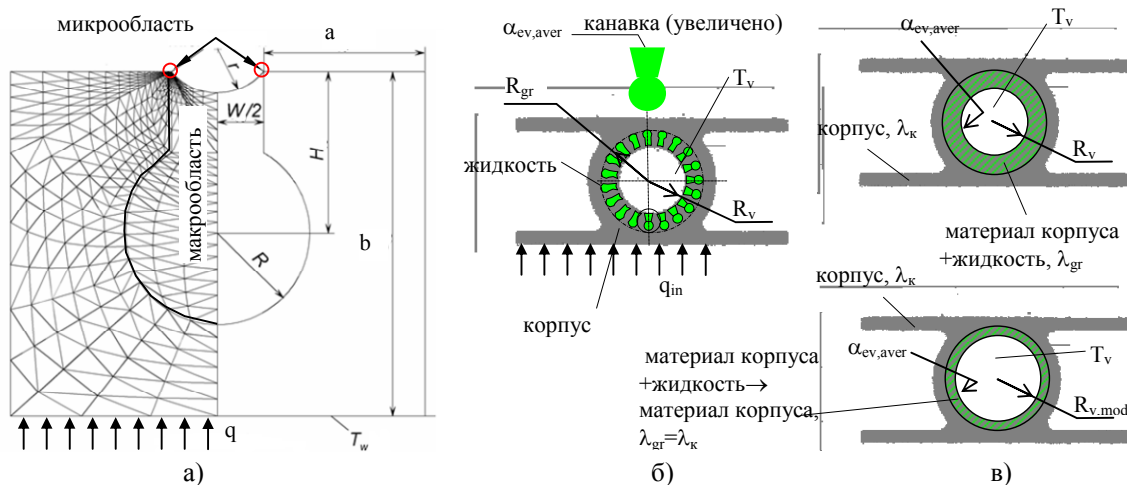


Рисунок 4. Моделирование теплообмена в единичной канавке омега-образной формы (а) и использование этих результатов для моделирования профиля в целом (б, в, г)

При моделировании теплообмена в поперечном сечении ТТ обычно используется двухмерная постановка, и температура пара  $T_v$  задается. Для моделирования ТТ вдоль продольной оси температура пара определяется из решения тепловой задачи для ТТ в целом. Стандартные КЭ/КР пакеты, как правило, не имеют специализированной подпрограммы для определения этой величины. Для этого можно использовать следующий прием – паровой канал моделируется точкой с нулевой теплоемкостью (так называемая арифметическая точка) и постоянной температурой по длине ТТ. Изотермический паровой поток осуществляет конвективный перенос тепла от зоны нагрева к зоне конденсации, происходящий параллельно переносу тепла теплопроводностью по корпусу, и величина  $T_v$  определяется на основе решения интегрального уравнения теплового баланса для парового канала следующего вида (1):

$$\sum_{i=1}^N (T_i - T_v) \cdot F_i \cdot \alpha_i = 0, \quad (1)$$

где  $T_i$  - температура  $i$ -того элемента корпуса или КПС,  $F_i$  – площадь теплообмена  $i$ -того элемента корпуса или КПС с паром,  $N$  – количество элементов корпуса или КПС, контактирующих с паром,  $\alpha_i$  - коэффициент теплоотдачи (или теплопередачи) для процессов парообразования и конденсации для соответствующей конструкции капиллярной структуры (рисунок 5, а). Впервые в практике прикладных КЭ пакетов такая подпрограмма была создана и интегрирована в пакет HEAT- 90 [14].

Другим возможным способом определения температуры пара является моделирование его средой с высокой продольной теплопроводностью (более 10000 Вт/мК). Внутренняя теплопередача от корпуса к пару через КПС моделируется теплопроводностью КПС, как показано на схеме б, рисунок 3. Недостаток такого способа заключается в введении большого количества элементов, моделирующих паровой канал, объем которого в десятки раз больше объема корпуса и КПС (рисунок 5, б).

При моделировании ТТ с неравномерными по сечению и по длине граничными условиями возникает необходимость использования трехмерных пакетов, которые, как правило, на порядок более дорогие, чем двухмерные. Однако в ряде случаев пакеты с двухмерными возможностями также могут применяться. Для трехмерного моделирования процессов в ТТ в рамках двухмерных пакетов корпус ТТ может быть представлен в виде развертки на плоскость (рисунок 5, в).

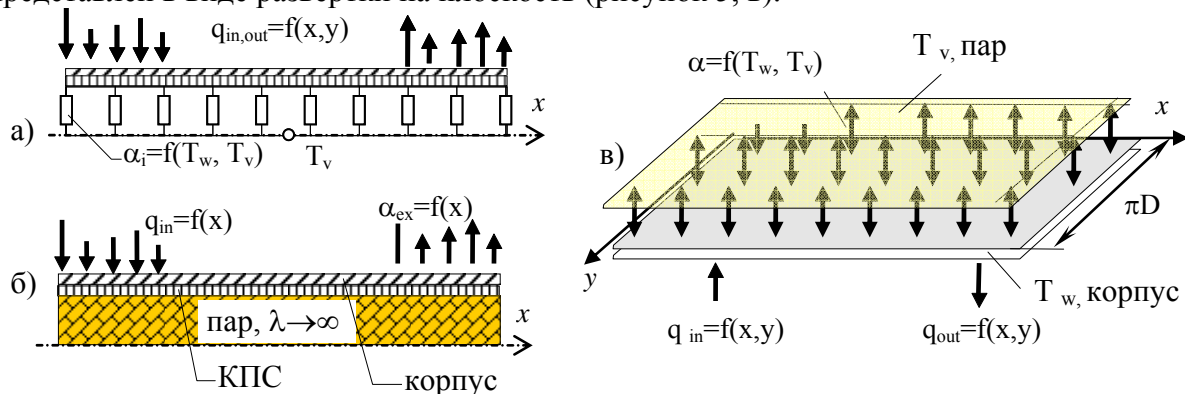


Рисунок 5. Тепловые схемы, используемые для моделирования тепловой трубы постоянной проводимости: а – использование граничных условий III рода на внутренней поверхности; б – представление пара телом с очень большой продольной теплопроводностью; в – псевдо трехмерный образ тепловой трубы

Используя принцип развертки тела на плоскость, корпус и капиллярная структура представляются в виде плоского слоя, лежащего в плоскости  $x$ - $y$ . Такая развертка без вырезов может быть построена для ТТ с круглым, прямоугольным, или квадратным профилем сечения при условии одинакового периметра ТТ по длине  $x$ . Ширина развертки (по оси  $y$ ) составляет  $2\pi R$ , где  $2R$  - характерный диаметр корпуса ТТ, например, внутренний диаметр корпуса  $2R_{k,ID}$ , а в случае некруглой ТТ – периметр, определенный по внутренней стороне корпуса ТТ. В любом продольном сечении развертки значение эффективной проводимости тепла  $(\lambda F)_{eff}$  соответствует значению для реальной ТТ  $(\lambda F)_{eff} = \sum \lambda_i F_i$ , где  $i$  - число компонентов, составляющих поперечное сечение ТТ,  $\lambda$  - теплопроводность. Температура пара определяется на основании баланса подведенного и отведенного тепла, как было показано ранее.

Как правило, перепад температуры в оболочке ТТ по радиусу, значительно меньше по сравнению с перепадом температур, обусловленным процессом фазового перехода, т.е. выполняется условие  $2\pi\lambda_r/\ln(R_{k,OD}/R_{k,ID}) \ll 1/(2\pi R_{k,ID}\alpha_{ev})$ , и модель ТТ



представляется в виде одного слоя. Если же эти перепады температур соизмеримы, то термическое сопротивление стенки корпуса может быть включено в коэффициент  $\alpha_{in} = f(x, T_v, T_w)$  как последовательное к сопротивлению процесса фазового перехода. Подготовка двухслойной модели ТТ для стенки и КПС возможна только в трехмерных пакетах, и поэтому принцип развертки здесь не используется. Также важно отметить, что способ представления ТТ в виде плоской развертки может быть полезен при моделировании фильтрации жидкости в КПС.

Моделирование других типов ТТ, например, газонаполненных ТТ (ГРТТ), термодиодов (ТД) с газовой или жидкостной блокировкой или ловушкой для жидкости с помощью коммерческих КЭ/КР пакетов пока не освоено. Это вызвано сложностями, возникающими при разработке дополнительных подпрограмм, описывающих особенности работы таких ТТ (определение баланса массы газа, определение массы теплоносителя в пробке и т.д, введение логических операторов), и стыковки этих подпрограмм с основным КЭ/КР пакетом. В пакетах, использующих метод сосредоточенных параметров, например, SINDA/G и SINDA-Fluint [15, 16], ESATAN [17] разработаны подпрограммы, реализующие расчет ГРТТ в рамках определенных моделей, которые не могут быть изменены пользователем.

### 3. Моделирование внешних тепловых интерфейсов

Разнообразие тепловых и механических интерфейсов ТТ с присоединяемым оборудованием делает КЭ/КР пакеты очень полезным и удобным средством анализа рациональности принятого конструктивного решения. Как пример, приведены модели соединения двух ТТ внутри сотовой панели, и установка ТТ на прибор (рисунок 6). Применение КЭ/КР моделирования позволяет весьма эффективно построить тепловую модель практически без упрощений и учесть все главные составляющие модели, а также учесть различные свойства используемых материалов, включая ортозависимость коэффициента теплопроводности для материала наполнителя сотопанели. В результате расчета при граничных условиях 3 рода для ТТ1 и ТТ2 определяется передаваемый тепловой поток (схема а), а при граничных условиях 2 рода (схема в) определяется перепад температур между выбранными точками ( $T_{v1}$  и  $T_{пм}$ ), а затем термическое сопротивление соединения  $R$  или проводимость  $G$ , которые применяются при моделировании объекта в целом с помощью программных пакетов, использующих метод сосредоточенных параметров (SINDA, ESATAN и др.).

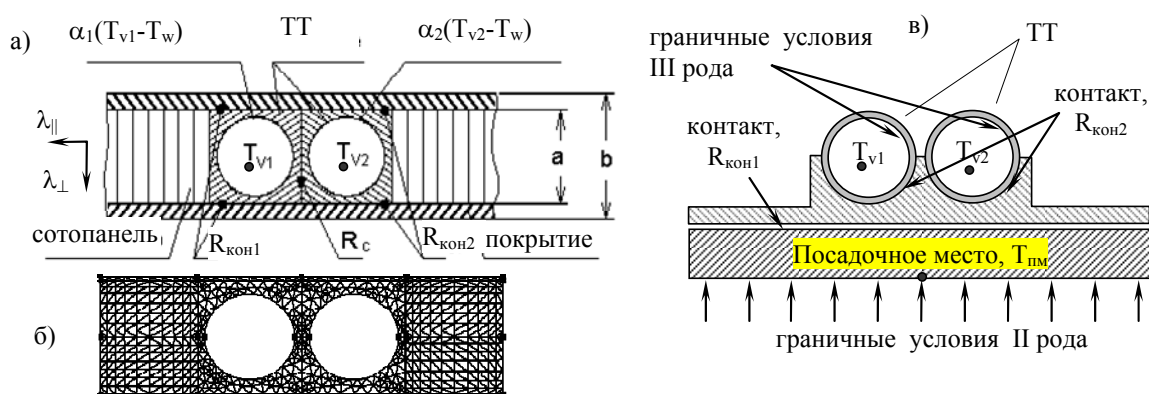


Рисунок 6. Модели тепловых интерфейсов тепловых труб: а, б – соединение с сотопанелью; в - установка ТТ на монтажную поверхность



#### 4. Моделирование систем теплопередачи с тепловыми трубами

Моделирование в КЭ/КР пакетах разветвленных систем с тепловыми трубами, соединяющими объекты между собой и с радиаторами, достаточно трудоемко из-за сложности геометрической модели, и поэтому эти задачи, как правило, решаются пакетами, основанными на методе сосредоточенных параметров и не требующими создания геометрической модели. Тем не менее существует ряд задач, где применение КЭ/КР является рациональным и позволяет достаточно быстро получить результаты анализа. Одна из них – это использование ТТ для перераспределения тепловой энергии между приборами и радиаторами, установленными на посадочном месте или сотовой панели. Если ТТ является внешним (невстроенным) элементом теплопередачи, то моделирование передачи тепла с помощью ТТ в КЭ/КР пакетах может быть упрощено. Для этого определяются зоны контакта ТТ с прибором, блоком и эти зоны термически соединяются с температурой пара через соответствующие тепловые связи. При таком подходе существенно упрощается геометрическое и тепловое моделирование ТТ и уменьшается количество точек разбиения модели. Погрешность такого подхода проявляется в задании теплоемкости корпуса ТТ равной нулю и в пренебрежении перетоками тепла теплопроводностью по корпусу ТТ. Последняя величина при расстояниях между блоками более 0,05...0,1 м составляет несколько процентов от общего передаваемого потока даже для корпусов ТТ, изготовленных из высокотеплопроводных материалов (меди и алюминиевых сплавов) и может не учитываться.

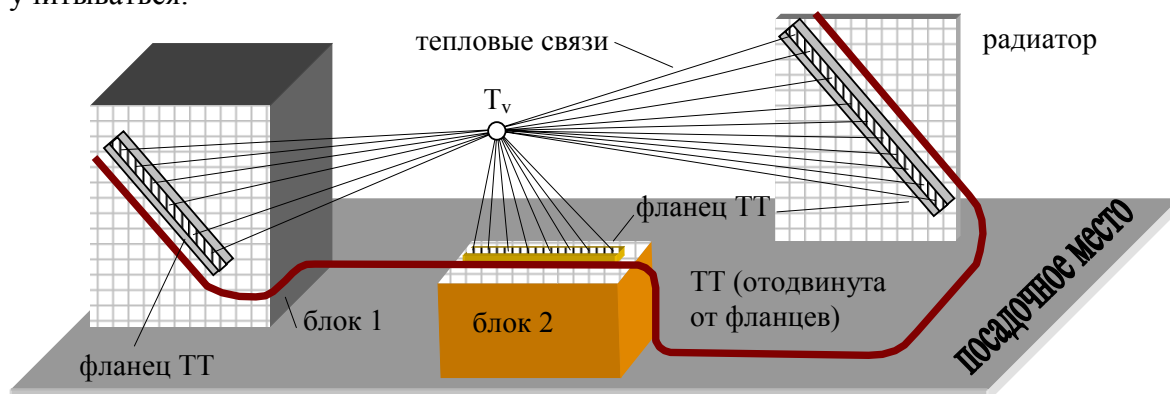


Рисунок 7. Схема моделирования тепловой сети на основе ТТ

Для нахождения температуры пара для каждой ТТ необходимо использовать дополнительную подпрограмму (если ее нет в стандартном наборе) и решать для каждой ТТ интегральное уравнение баланса тепла, передаваемого паром:

$$\sum_{i=1}^N (T_i - T_{\text{пар}}) \cdot F_i / [1/(\alpha_{\text{ТТ},i} \eta_{\text{ТТ},i}) + 1/\alpha_{\text{конт},i}] = 0, \quad (2)$$

где  $T_i$ ,  $T_v$  - температура  $i$ -ой поверхности, контактирующей с ТТ, и температура пара в ТТ, соответственно,  $F$  - площадь поверхности контакта,  $\alpha_{\text{ТТ}}$  - коэффициент теплопередачи при фазовых переходах, происходящих внутри ТТ,  $\alpha_{\text{кон}}$  - коэффициент теплопередачи при контактном теплообмене,  $\eta_{\text{ТТ}}$  - коэффициент, учитывающий несоответствие площадей теплообмена в ТТ и контакта, а также влияние неравномерности подвода-отвода теплоты по сечению ТТ,  $N$  - количество зон присоединения ТТ к поверхности блока. Предложенный подход был применен для моделирования температурного режима приборов 1 (рисунок 8), установленных на сотовой панели (0,02 x 0,02 x 1,5 м), имеющей два ряда концентрических тепловых труб 2 и 3. Передача тепла осуществлялась как по материалу сотовой панели, так и тепловыми

трубами, которые подводили выделяемую тепловую мощность 500 Вт к радиаторам 4 и 5, установленным по периметру панели. В данной задаче моделировались 8 тепловых труб и 48 областей с различными теплофизическими свойствами.

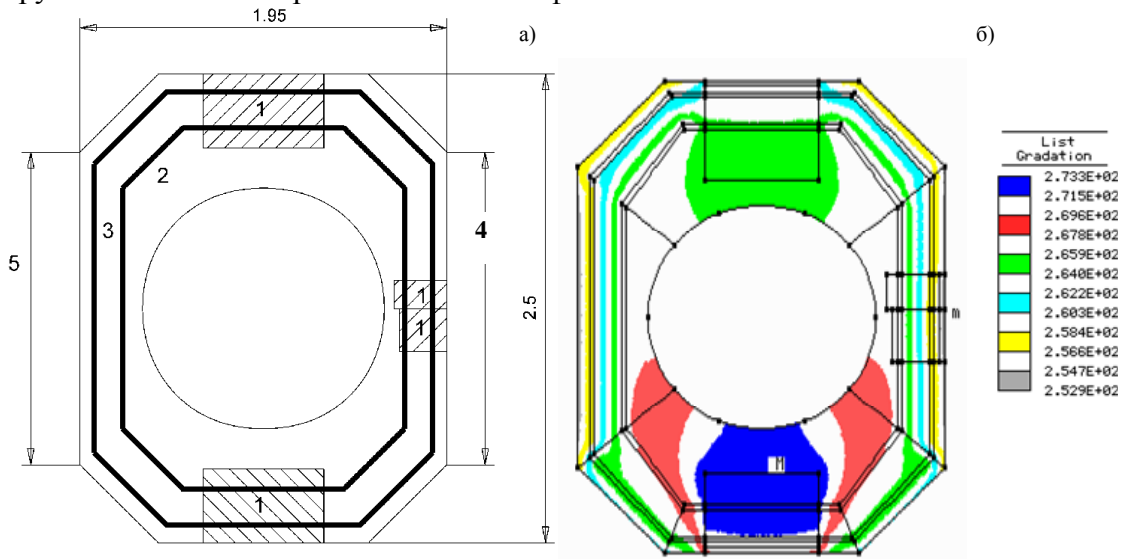


Рисунок 8. Схема моделируемого объекта сотовой панели и сети из тепловых труб (а) и пример результатов расчета (б)

## 5. Использование КЭ/КР пакетов для решения задач массопереноса в ТТ

Данный раздел посвящен анализу возможностей КЭ/КР пакетов, созданных для решения задач теплопроводности и для решения некоторых задач массопереноса в ТТ. Уравнения переноса, описывающие различные физические процессы имеют аналогичную запись в дифференциальной форме: уравнение теплопроводности для среды с ортотропными свойствами [18], уравнение фильтрации несжимаемой жидкости в пористой среде с ортотропными свойствами [19] и уравнение установившегося одноосного ламинарного движения жидкости в канале [20]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = q_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( K_x \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K_y \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K_z \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial z} - \rho g_z \quad (5)$$

Обозначения аналогичных величин, используемых в вышеприведенных уравнениях, представлено в таблице 1.

Для тепловых труб, имеющих полностью насыщенную капиллярную структуру, для расчета потерь давления при фильтрации теплоносителя в пористом массиве используются следующие граничные условия:

1 рода – задание давления на границе капиллярная структура – жидкость (в зоне конденсации или на свободной поверхности жидкости),  $P = \text{const}$ , известная функция;

2 рода – подвод или отвод массы жидкости в зонах нагрева или конденсации по направлению к нормали к поверхности структуры  $\partial P / \partial n = 0$  – массонепроницаемая поверхность; объемный расход на границе структура-пар  $v = (q_{ex}/r_p) = - (K/\mu) \partial P / \partial n$

4 рода – движение жидкости на контакте двух пористых сред  $K_1 \partial P_1 / \partial n = K_2 \partial P_2 / \partial n$ ;  $P_1 = P_2$

Таблица 1. Использование аналогий для моделирования массообмена в ТТ

Описание процесса	Искомая переменная	Координаты	Граничные условия рода, $n$ – нормаль	Кoeffициент в граничных условиях рода	Внутренние источники
Уравнение теплопроводности в твердых телах	Температура $T, K$	$x, y, z, m$	Плотность теплового потока, $q$ ( $Вт/м^2$ ) $q = -\lambda dt/dn$	Теплопроводность, $\lambda$ ( $Вт/мК$ )	Тепловыделение в объеме $q_v$ ( $Вт/м^3$ )
Уравнение фильтрации жидкости в пористом теле	Давление $P, Н/м^2$	$x, y, z, m$	Скорость движения среды, $v$ ( $м/с$ ) $v = -K/\mu dP/dn$	Проницаемость, $K$ ( $м^2$ ) /динамическая вязкость $\mu$ ( $Па*с$ ),	-
Уравнение установившегося ламинарного движения жидкости в канале вдоль оси $z$	Скорость $V, м/с$	$x, y, z, m$	Касательное напряжение, $s$ ( $Н/м^2$ ) $s = \mu dV/dn$	Динамическая вязкость, $\mu$ ( $Па*с$ )	Линейное изменение давления $\frac{\partial P}{\partial z} - \rho g_z$

Учитывая, что толщина КПС  $\delta$  существенно меньше длины фильтрации жидкости в ТТ (0,001-0,003 м и 0,1- 0,7 м, соответственно), можно использовать псевдо трехмерное уравнение фильтрации, в котором участвуют только две координаты:  $x$  по длине ТТ и  $y$  по ширине развертки КПС (рисунок 9). Граничные условия отвода массы теплоносителя в пар и возврат теплоносителя в зоне конденсации переносятся в дифференциальное уравнение:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( K_x \frac{\partial P'}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K_y \frac{\partial P'}{\partial y} \right) = - \frac{q_{ex}(x, y)}{\mu g \delta}, \quad (6)$$

где  $P' = P_v - P_l$ , разность давлений в паре и жидкости,  $q_{ex} = f(x, y)$  - плотность теплового потока при подвод/отводе тепла является действующим фактором для переноса массы теплоносителя к пару и от пара,  $m_l = q_{ex}(x, y)/r$ , где  $r$  - скрытая теплота парообразования.

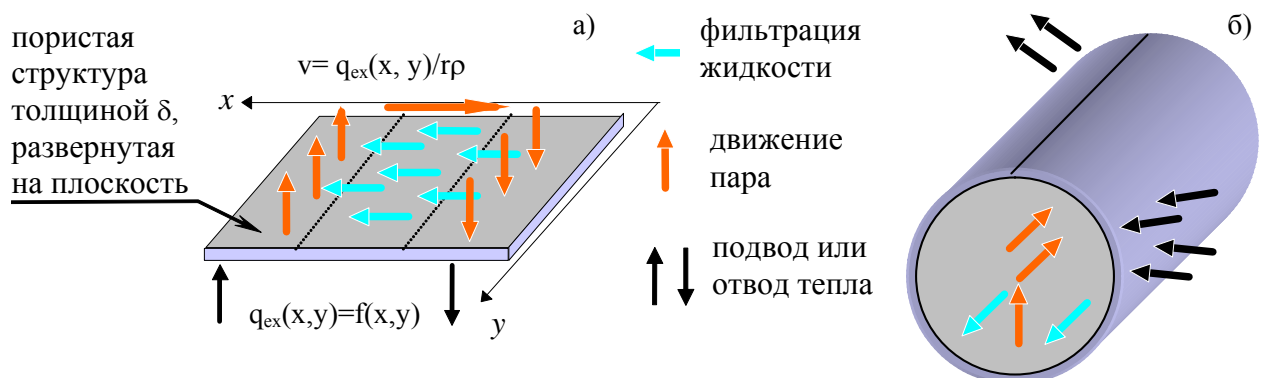


Рисунок 9. Схема фильтрации жидкости в ТТ для псевдо трехмерной задачи (а) и исходная схема (б)

При работе против сил тяготения к перепаду давлений за счет трения жидкости в КПС добавляется гидростатический перепад  $\rho g(z - z_0)$ , где  $z_0$  - уровень свободной

поверхности жидкости, влияние которого можно учесть, используя модифицированное давления  $P''=P_{\text{vap}}- P_1 - \rho g (z- z_0)$  в (6).

На основании решения задачи фильтрации определяются функция  $P''=f(x,y)$ , а также минимальное и максимальное ее значение. Для нормального функционирования ТТ разность  $\text{abs}(P_{\text{max}} - P_{\text{min}})$  в любой точке КПС не должна превышать капиллярное давления  $\Delta P_{\text{cap}}$ . Это условие служит критерием для увеличения величины  $q_{\text{ex}} = f(x,y)$ .

Для нерегулярных КПС, функционирующих в поле сил гравитации (действующего вдоль оси  $z$ ), уравнение фильтрации уточняется введением переменного сечения капиллярной структуры  $F_{\text{KC}}$  и переменной проницаемости  $K_{\text{KC}}$ , зависящих от положения рассматриваемой точки  $z$ . Уравнения для  $F_{\text{KC}}(z)$  и  $K_{\text{KC}}(z)$  от величины превышения  $z - z_0$  имеют вид [6]:

$$\begin{aligned} F_{\text{KC}}(z) &= F_{\text{KC}} \exp[-m \rho_1 g(z-z_0) / \Delta P_{\text{cap}}]; \\ K_{\text{KC}}(z) &= K_{\text{KC}} \exp[-n \rho_1 g(z-z_0) / \Delta P_{\text{cap}}]; \\ \text{ВЕТА} &= F(z) * K(z) / (F_{\text{KC}} * K_{\text{KC}}) = f(z), \end{aligned}$$

где  $F_{\text{KC}}$  и  $K_{\text{KC}}$  – значения для полностью насыщенной КПС при  $z = z_0$ ,  $m$ ,  $n$  – экспериментально определяемые коэффициенты для данного типа КПС,  $\rho_1$  – плотность жидкости. Тогда уравнение фильтрации приобретает вид анизотропной фильтрации, в которой коэффициенты зависят от координаты  $z$ .

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( K_{\text{KC}} \frac{\text{ВЕТА}}{\mu_1} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K_{\text{KC}} \frac{\text{ВЕТА}}{\mu_1} \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K_{\text{KC}} \frac{\text{ВЕТА}(z)}{\mu_1} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0 \quad (7)$$

Рассматриваемые КЭ/КР пакеты не имеют математического аппарата, позволяющего вводить свойства материалов, переменные по координате, и поэтому решение уравнения фильтрации (7) осуществляется с помощью позонного задания свойств материала с помощью коэффициента ВЕТА.

Для тепловых труб с продольными канавками наиболее важной составляющей потерь давления, входящей в баланс давлений при определении максимального передаваемого теплового потока, являются гидравлические потери при движении жидкости по каналу. Использование КЭ/КР пакетов позволяет решить эту задачу для произвольной формы канала и заданной формы жидкостного мениска, а также учесть тормозящее действие встречного потока пара. Для единичного горизонтального канала при ламинарном установившемся движении жидкости вдоль одной оси поле скоростей в поперечном сечении определяется на основании решения упрощенного уравнения Навье-Стокса (5), в котором  $V_z(x,y)$  – поле скоростей в поперечном сечении канавки;  $\partial P / \partial z$  – движущий напор в направлении движения. На границе поверхности раздела жидкость – пар используются условия равенства касательных напряжений в паре и жидкости. При ламинарном движении пара могут использоваться условия IV рода (8), для ламинарного, переходного и турбулентного режима в виде (9), где  $\rho_v$ ,  $V_v$  – плотность и средняя скорость пара, а  $\xi$  – выбирается в зависимости от режима течения пара:

$$\mu_1 \frac{V_{1,z}}{\partial n} = \mu_v \frac{V_{v,z}}{\partial n}; \quad (8) \quad \mu_1 \frac{V_{1,z}}{\partial n} = -\xi \frac{\rho_v \overline{V_v^2}}{8} \quad (9)$$

Большинство расчетных методик используют одномерные приближения для оценки этого вида потерь давления, поэтому предложенный подход позволяет уточнить эти методики и более детально описать физический механизм взаимодействия потоков пара и жидкости в ТТ.

Подготовка материала статьи осуществлялась по программе темы № 2930-Ф Министерства образования и науки Украины, номер госрегистрации 0106U002238, а часть материала статьи, связанной с анализом гидравлических характеристик тепловых труб - по программе проекта ИНТАС (INTAS Collaborative Call with CNES and NSAU on Space Technologies, Ref. Nr 06-1000024-8916).

---

Литературные источники

1. Spacecraft Thermal Control Handbook. Volume 1. Second edition. The Aerospace Press, El Segundo, California; American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, Reston, Virginia, 2002, ISBN 1-884989-11-X (v.1), p.p. 489-521
2. Baturkin V., Bondar L., Shcoda K. Thermal regimes simulation of ramified heat pipes communication by finite element method. 25<sup>th</sup> Int. conference on environmental systems ICES -95, Sun-Diego, USA, 1995, report N 951553
3. [www.ansys.com](http://www.ansys.com)
4. [www.tak2000.com](http://www.tak2000.com)
5. Minitan by European Gas Turbines Ltd.: [ftp.estec.esa.nl](http://ftp.estec.esa.nl) under /pub/yc/minitan
6. Семена М. Г., Гершуни А. Н., Зарипов В. К. Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами. – К.: Вища школа, 1984.-215 с.
7. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. - Москва.: Издательство МЭИ, 1999. - 440 с., ил
8. Andraka C.E., "Solar Heat-Pipe Receiver Wick Modeling", ASME SED conference, Maui HI, April 11-16, 1999
9. Зарипов В.К. Исследование каркасной и эффективной теплопроводности металловолокнистых капиллярных структур. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Институт технической теплофизики АН УССР , 18 апреля 1978, 24 стр
10. Илларионов А.Г., Виноградов Д.Е. Исследование механизма и характеристик локального теплообмена испарением жидкости из капиллярных канавок тепловых труб. Тепломассообменные процессы в аппаратах промышленной теплоэнергетики. Сборник научных трудов номер 173, Москва, 1989, МЭИ, ISBN 0234-9134, стр. 55-59
11. Kobayashi Y., Iwasa M. A Study of heat transfer at the Meniscus Region of a groove Heat Pipe. Proceedings of the IX International Heat Pipe Conference , May 1-5, 1995, LA-UR-97-1500, vol 1, pp 18 -24
12. Brand C., Stephan P., Dubois M., Mullender B. Theoretical Investigation of Advanced Capillary Structures in Grooved Heat Pipe Evaporators for Space Applications. 30th ICES, SAE, 2000, report 2000-01-2319
13. Barantsevich V., Golovin O., Goncharov K., Orlov A. Investigation Performance of axial grooved heat pipes with high thermal capacity. Proceedings of 12th International Heat Pipe Conference, Moscow, Russia, May 2002, pp 489 493
14. Батуркин В., Шкода К., Кришук Н., Байбузенко Г. Моделирование теплопереноса в зонах подвода и отвода тепла тепловых труб сложной формы методом конечных элементов //2 Международный форум по тепло-массообмену, Май 18-22, 1992, том УП-Теплоперенос в капиллярных системах, Минск, Беларусь
15. [www.sinda.com](http://www.sinda.com)
16. [www.crtech.com/properties.html](http://www.crtech.com/properties.html)
17. [www.techcentreuk.power.alstom.com](http://www.techcentreuk.power.alstom.com)
18. Беляев Н.М. , Рядно А.А. Методы теории теплопроводности. Учебное пособие для вузов, в 2-х частях, ч.1, М.: Высш. школа, стр. 14 - 15
19. Р.Коллинз. Течение жидкости через пористые материалы. М.: Мир, 1964, стр. 96-97
20. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд 2-е, «Энергия», 1977, стр.42-43