

УДК 536.24

Численное моделирование тепломассопереноса в конденсаторе контурной тепловой трубы на основе гибридной «трехмерной/одномерной» модели

А. А. Пожилов*, А. И. Храбрый

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург;

*e-mail: aapozhilov@mail.ru

Поступила в редакцию 5.12.2017

Приводится методика численного моделирования стационарных режимов тепломассопереноса в конденсаторе контурной тепловой трубы на основе гибридного трехмерного/одномерного подхода. Математическая модель основана на уравнениях баланса массы, импульса и энергии. Предполагается, что модель конденсатора включает пластину радиатора и прикрепленную к ней трубку, по которой течет теплоноситель. Теплоперенос в пластине радиатора и в стенках трубки моделируется на основе трехмерного подхода. Трехмерное уравнение теплопроводности решается численно по методу конечных объемов с использованием неструктурированной расчетной сетки. Тепломассоперенос в трубке рассчитывается в рамках одномерного приближения. Сопряжение трехмерной и одномерной моделей осуществляется на внутренней поверхности трубки. При этом из 3D-модели в 1D-модель передается осредненная по периметру температура внутренней стенки трубки, а в обратном направлении передается температура теплоносителя и коэффициент теплоотдачи. В качестве примера на основе разработанной модели выполнен численный анализ тепломассопереноса в конденсаторе, на пластине радиатора которого (размерами 800×400×5 мм) располагаются три петли трубки, общей длиной 3.2 м. Предполагается, что радиатор и трубка изготовлены из алюминия, а в качестве теплоносителя используется аммиак. Расчеты выполнены при постановке на всех поверхностях условия радиационного теплообмена: на одной из сторон пластины (внешней) – с космосом (температура 4 К), а на другой стороне (с прикрепленными трубками) и остальных поверхностях – с окружающей средой, температура которой 290 К. Моделируемый режим работы контурной тепловой трубы определяется подводимой к испарителю тепловой мощностью, составляющей 120 Вт, и перегревом пара на выходе из испарителя, равном 1.2 К. Для данных условий получено, что изменение температуры вдоль наиболее длинной стороны пластины достигает 7 К, а в двух других направлениях поле температуры в пластине практически однородно (изменения менее 1 К). Неоднородность распределения температуры по периметру стенки трубки оценивается величиной 1 К. Линейная плотность теплового потока, отводимого от трубки в пластину радиатора, значительно меняется по мере продвижения теплоносителя по трубке, а именно от 70 до 25 Вт/м. Максимальная разница между температурой теплоносителя и температурой стенки трубки достигает 4 К.

Ключевые слова: численное моделирование, сопряженный тепломассоперенос, конденсатор контурной тепловой трубы.

Введение

В настоящее время для эффективного отвода тепла от тепловыделяющих элементов широко используются так называемые контурные тепловые трубы (КТТ) [1, 2]. Основные элемен-

ты КТТ – конденсатор и испаритель. При подводе тепла к корпусу испарителя жидкость начинает испаряться, пар через паропровод поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется, а затем по конденсаторопроводу теплоноситель поступает в компенсационную полость, при-

стыкованную к испарителю. Роль капиллярного насоса, т. е. функцию прокачки теплоносителя из компенсационной полости к зоне испарения, выполняет пористое тело. Обычно для расчета тепломассопереноса в КТТ используют метод сосредоточенных параметров [3–6], одномерные модели [7] или их комбинацию [8, 9]. Однако применение этих подходов подразумевает сильное упрощение геометрии рассматриваемых объектов и протекающих в них процессов. Трехмерное численное моделирование, в свою очередь, позволяет более детально описать задачу, но и требует несоизмеримо больше вычислительных ресурсов. В последнее время в различных областях развиваются гибридные «трехмерные/одномерные» (3D/1D) модели, которые позволяют проводить численное моделирование с точностью, близкой к полному трехмерному моделированию, но при этом они во много раз быстрее по скорости счета. Например, гибридные 3D/1D-подходы используются при моделировании вентиляции и пожаров в метро [10, 11], течения крови в сосудах [12, 13], тепломассопереноса в контурах ядерных реакторов [14, 15].

В данной работе представляется гибридная 3D/1D модель, разработанная для анализа работы конденсатора КТТ в стационарном режиме. Конденсатор состоит из трубки, по которой течет теплоноситель, и прикрепленной к ней пластины радиатора. Теплоперенос в пластине радиатора и в стенках трубки моделируется на основе трехмерного подхода, а тепломассоперенос в трубке – в рамках одномерного приближения. Одномерная часть модели также предусматривает включение в нее паропровода и конденсаторопровода, что позволяет моделировать тепломассоперенос почти во всем тракте КТТ и предоставляет возможность замыкания в будущем этой модели на модель испарителя. Отметим, что такое расширение одномерной части модели почти не сказывается на общей вычислительной стоимости подхода, так как наиболее ресурсоемкой является его трехмерная часть. Модель встроена в конечно-объемный «неструктурированный» код SINF/Flag-S, развиваемый сотрудниками кафедры «Гидроаэродинамика, горение и теплообмен» СПбПУ. Для эффективного решения трехмерного уравнения теплопроводности в коде реализован оригинальный многосеточный алгоритм [16]. В качестве примера приложения модели рассматривается КТТ, сходная с установленной на спутнике

TacSat-4 [17]. Численный анализ испарителя этой КТТ был проведен в [16, 18], в текущей работе рассматривается одна из секций конденсатора.

1. Математическая модель

1.1. Трехмерная составляющая модели

Теплоперенос в стенках трубки и пластине радиатора моделируется на основе трехмерного уравнения теплопроводности:

$$\nabla \cdot (\lambda \nabla T) = 0. \quad (1)$$

1.2. Одномерная составляющая модели

Уравнения переноса. Для описания течения среды в трубке используются одномерные уравнения баланса импульса и энергии в сочетании с условием постоянства общего массового расхода среды G через поперечные сечения трубки:

$$G_v + G_l = G = \text{const}, \quad G_l = \rho_l w_l A_l. \quad (2)$$

Здесь и далее индексы v и l относятся к пару и жидкости соответственно; w_l – средняя (по сечению) скорость фазы; A_l – площадь в сечении трубки, занимаемая фазой.

Движение теплоносителя моделируется на основе одномерного уравнения баланса импульса вдоль трубки:

$$\frac{d}{dz} (A_l \rho_l w_l^2 + A_v \rho_v w_v^2) + A \frac{dp}{dz} = -\tau_w \Pi. \quad (3)$$

При этом вклад инерционных слагаемых считается малым и учитывается приближенно, полагая: $G_l^2 / (A_l \rho_l) \approx G G_l / (A \rho_l)$. В итоге уравнение (3) преобразуется к следующему виду:

$$\frac{d}{dz} \left(G \frac{G_v / \rho_v + G_l / \rho_l}{A} \right) + A \frac{dp}{dz} = -\tau_w \Pi. \quad (4)$$

Плотность жидкости считается постоянной, пар полагается совершенным газом.

Закон сохранения энергии записывается без учета вязкой диссипации, работы сил давления и диффузионного теплопереноса вдоль трубки:

$$L \frac{dG_v}{dz} + \frac{d[(G_v C_p + G_l C_l) T]}{dz} = (T_w - T) \alpha \Pi, \quad (5)$$

где T – температура теплоносителя; α – коэффициент теплоотдачи от среды к стенке трубки.

Система уравнений (2), (4), (5), записанная относительно четырех искомым переменных (G_v , G_l , p , T), на участке конденсации дополняется допущением о равенстве средней температуры теплоносителя T температуре насыщенного пара T_s , определяемой из давления по формуле Антуана. А на участках однофазного течения в качестве дополняющего соотношения используется условие нулевого расхода второй фазы.

Трение на стенке и коэффициент теплоотдачи. Для определения трения τ_w и коэффициента теплоотдачи α в случае однофазного движения используются известные аналитические соотношения для ламинарного режима течения ($Re < 2000$) или эмпирические формулы для турбулентного режима ($Re > 2000$) [19]:

$$\tau_w = \zeta \frac{G^2}{8A^2\rho}, \quad \zeta = \begin{cases} 64/Re, & Re < 2000 \\ 0.316/Re^{0.25}, & Re > 2000 \end{cases}, \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{D}, \quad Nu = \begin{cases} 4.0, & Re < 2000 \\ 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}, & Re > 2000 \end{cases}. \quad (7)$$

Здесь $Re = G/(D\mu)$, $Pr = \mu C_p/\lambda$. Значение $Nu = 4.0$ для ламинарного режима течения взято как среднее между значениями $Nu = 3.66$ и $Nu = 4.36$, приводимыми в [19] для случаев изотермической стенки трубы и постоянного теплового потока соответственно.

На участке двухфазного течения трение τ_w определяется, исходя из модели «раздельных цилиндров», предложенной Тернером [20]:

$$\tau_w = \left((\tau_{wl})^{1/n} + (\tau_{wv})^{1/n} \right)^n, \quad \tau_{wi} = \zeta_i \frac{G_i^2}{8A^2\rho_i}, \quad (8)$$

где τ_{wi} – гипотетическое значение трения при условии распространения одной из фаз на весь канал; $n = 3.5$.

Для определения коэффициента теплоотдачи α в условиях двухфазного течения используется модель Трэвиса [21].

Входные условия. Для определенности задачи требуется задать значения искомым параметров течения (G_v , G_l , p , T) во входном сечении трубы. В реальности на вход конденсатора поступает перегретый пар из испарителя КТТ. Расход рабочего тела определяется подводимой к испарителю тепловой нагрузкой Q_{evap} , а величина перегрева ΔT_{over} зависит от режима работы и конструкции испарителя. В рамках данной модели Q_{evap} и ΔT_{over}

являются задаваемыми параметрами. В предположении, что перегрев пара в испарителе не слишком велик и практически все подводимое тепло используется на испарение, расход пара на входе в трубку G_{in} определяется по формуле:

$$G_{in} = \frac{Q_{evap}}{L}. \quad (9)$$

Значение температуры T_{in} на входе в трубку итерационно подбирается в процессе расчета таким, чтобы конденсация завершилась в последней расчетной точке одномерной модели. Давление на входе в трубку p_{in} определяется как давление насыщения при температуре $T_{in} - \Delta T_{over}$ (по формуле Антуана):

$$p_{in} = p_s(T_{in} - \Delta T_{over}). \quad (10)$$

Температура стенки. Температура внутренней стенки трубки T_w на различных участках вдоль трубки определяется либо решением трехмерной задачи, либо условиями теплообмена трубки с окружающей средой. Использование на части длины трубки условия теплообмена с окружающей средой позволяет распространить одномерную задачу за пределы области сопряжения с трехмерной задачей и тем самым включить в одномерную модель транспортные линии от испарителя к конденсатору и от конденсатора к компенсационной полости.

1.3. Сопряжение моделей

Сопряжение трехмерной и одномерной моделей по температурам и тепловым потокам осуществляется (итерационным образом) на внутренней поверхности трубки «узел в узел». Из 3D-модели в 1D-модель передается температура внутренней стенки трубки, осредненная в окружном направлении, а из 1D-модели в 3D-модель передается температура теплоносителя и коэффициент теплоотдачи от него к стенке.

2. Модель конденсатора и результаты расчетов

2.1. Постановка задачи

С использованием разработанной модели был проведен численный анализ работы конденсатора КТТ, сходного с установленным на спутнике TacSat-4 [17]. Расчетная область для задачи трехмерного теплопереноса (рис. 1) включа-

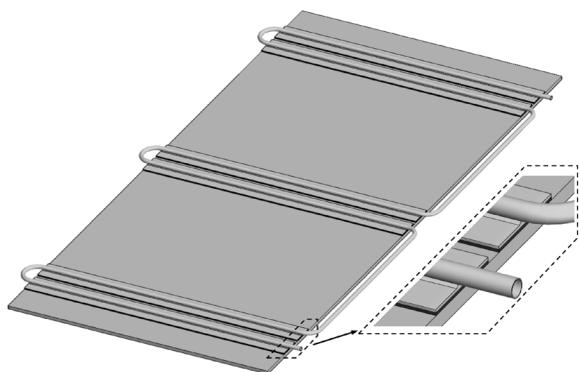


Рис. 1. Расчетная область для трехмерной задачи

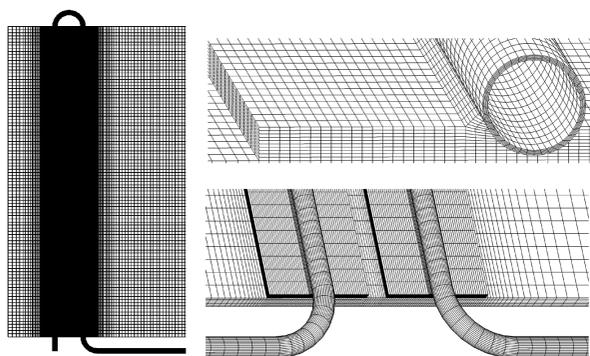


Рис. 2. Фрагменты трехмерной расчетной сетки

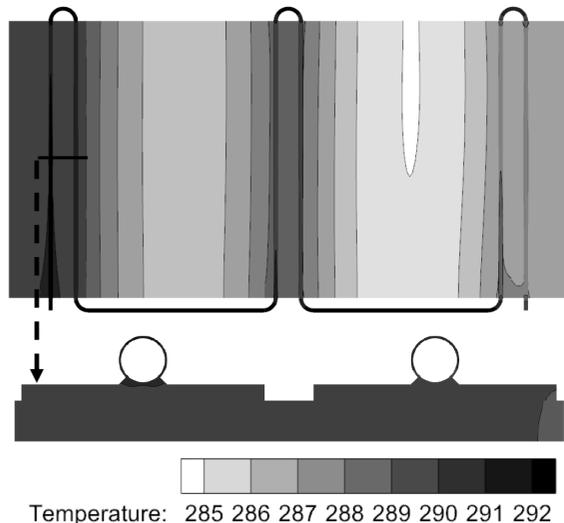


Рис. 3. Распределение температуры

ет: пластину радиатора, трубку (объединенную с пластинами для крепления) и соединительную прокладку. Размеры пластины радиатора – $800 \times 400 \times 5$ мм, длина трубки – 3.2 м, внутренний диаметр трубки – 2.7 мм, толщина стенок трубки – 0.3 мм. Толщина пластин для крепления и прокладки – 1 мм, ширина – 3 см. Теплофизические свойства – как у алюминия.

На внешней стороне пластины радиатора ставилось условие излучения тепла в космос (температура 4 К), на стороне крепления трубок и остальных поверхностях задавалось условие лучистого теплообмена с содержимым спутника (температура 290 К); коэффициент излучения брался равным 1.

Расчетная область для одномерной модели помимо трубки конденсатора, прикрепленной к пластине радиатора, включала также трубку, ведущую от испарителя к конденсатору, и трубку между конденсатором и компенсационной полостью. Диаметр, толщина стенок и материал подводящих трубок полагались такими же, как у трубки конденсатора, а длина каждой из них составляла 1.2 м. Температура стенки трубки конденсатора определялась сопряжением с трехмерной областью, а температура стенки подводящих труб – условием лучистого теплообмена трубки с окружающей средой с температурой 290 К (коэффициент излучения брался равным 1). Параметры, определяющие режим работы КТТ, задавались следующими: подводимый к испарителю тепловой поток – 120 Вт, перегрев пара на выходе из испарителя – 1.2 К. В качестве теплоносителя рассматривался аммиак.

2.2. Расчетная сетка

Трехмерная расчетная сетка, фрагменты которой приведены на рис. 2, содержала 820 тысяч ячеек. Одномерная сетка для трубки конденсатора строилась автоматически из сетки для трехмерного расчета и содержала 810 элементов, сетка для каждой из подводящих трубок – 200 элементов.

2.3. Результаты расчета

На рис. 3 показано распределение температуры в стенках трубки конденсатора и в пластине радиатора. Изменение температуры вдоль наиболее длинной стороны пластины достигает 7 К, в двух других направлениях поле температуры в пластине практически однородно. Неоднородность распределения температуры по поперечному сечению стенки трубки составляет около 1 К.

На рис. 4 представлено изменение вдоль трубки основных величин, характеризующих течение и теплообмен теплоносителя.

На графиках участок $z < 1.2$ м соответствует трубке между испарителем и конденсато-

ром, участок $1.2 \text{ м} < z < 4.4 \text{ м}$ – трубке конденсатора, а участок $z > 4.4 \text{ м}$ – трубке между конденсатором и компенсационной полостью. В начале первого участка перегретый пар постепенно охлаждается, его температура и температура стенки трубки плавно снижаются. Коэффициент теплоотдачи на этом участке очень мал – около $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Примерно при $z = 25 \text{ см}$ температура стенки трубки падает до температуры насыщения, и в этот момент начинается конденсация теплоносителя (при этом, как отмечалось при описании математической модели, на участке конденсации температура теплоносителя полагается равной температуре насыщения). На начальном этапе конденсации пленка жидкости, образующаяся на внутренней стенке трубки, очень тонка и коэффициент теплоотдачи принимает очень большие значения, а затем постепенно уменьшается по мере увеличения толщины пленки. Наиболее резкое падение коэффициента теплоотдачи при $z = 1.2 \text{ м}$ соответствует сильному ускорению процесса конденсации, что обусловлено возникающим контактом трубки с пластиной. Здесь следует особо отметить, что на участке конденсации $0.25 \text{ м} < z < 1.2 \text{ м}$ тепло от трубки отводится только за счет радиационного уноса с ее поверхности, при этом линейная плотность отводимого от теплоносителя в стенку трубки теплового потока Q невелика – около $0.25 \text{ Вт}/\text{м}$. Как следствие, разница между температурой стенки и температурой теплоносителя на этом участке очень мала. Примерно такие же значения линейной плотности отводимого теплового потока наблюдаются и на участке $z > 4.4 \text{ м}$, а также на участках трубки конденсатора, выходящих за пластину радиатора. Соответственно конденсация на этих участках идет слабо и расходное паросодержание $x = G_v/G$ почти не меняется. На участках контакта трубки с пластиной наблюдается существенная разница между температурой теплоносителя и температурой стенки, здесь линейная плотность отводи-

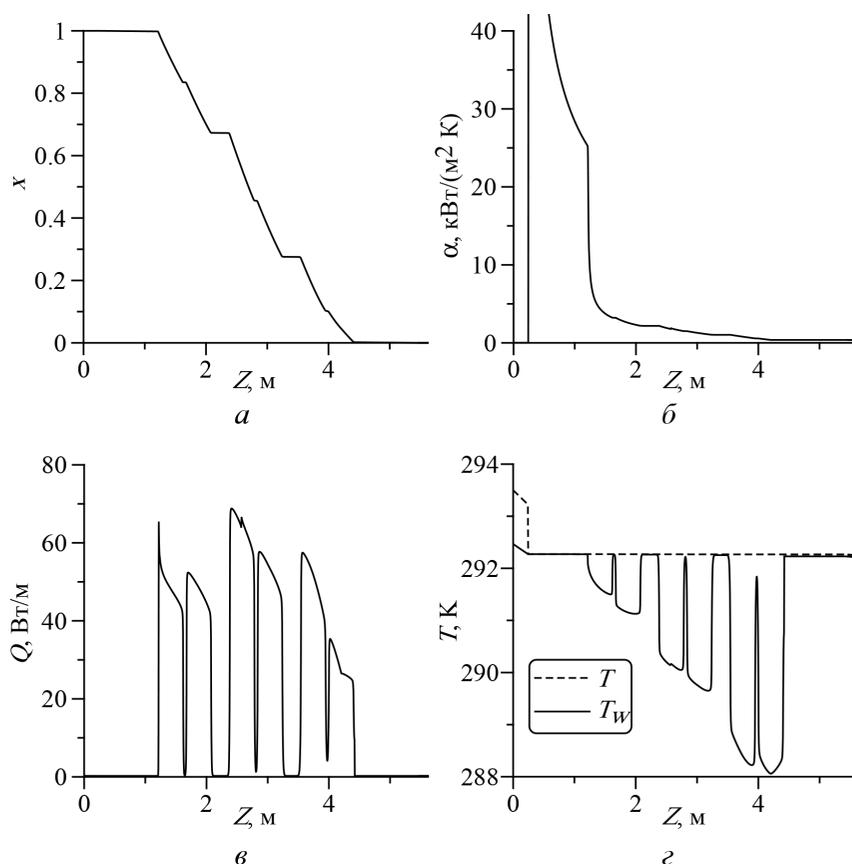


Рис. 4. Изменение паросодержания (а), коэффициента теплоотдачи (б), линейной плотности теплового потока (в) и температуры (г) вдоль трубки

мого теплового потока составляет от 25 до $70 \text{ Вт}/\text{м}$, а паросодержание уменьшается почти линейно.

го теплового потока составляет от 25 до $70 \text{ Вт}/\text{м}$, а паросодержание уменьшается почти линейно.

Заключение

Разработан «трехмерный/одномерный» подход для описания стационарных режимов работы конденсатора контурной тепловой трубы. Математическая модель основана на уравнениях баланса массы, импульса и энергии. Трехмерная составляющая модели описывает теплоперенос в стенках трубки и пластине радиатора, одномерная – тепломассоперенос внутри трубки.

Разработанный подход позволил провести детальный численный анализ модели конденсатора. При отводимой мощности 120 Вт перепад температуры по пластине радиатора составил примерно 7 К , а по периметру трубки в сечении – около 1 К . Максимальная разница между средней температурой теплоносителя в сечении и температурой стенки наблюдается ближе к концу трубки и достигает 4 К .

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

A – площадь внутреннего поперечного сечения трубки, м²;
 C_p – удельная теплоемкость пара при постоянном давлении, Дж/(кг·К);
 C_l – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);
 D – внутренний диаметр трубки, м;
 G – расход, кг/с;
 L – удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 n – настроечный параметр;
 p – давление, Па;
 Q – линейная плотность теплового потока, Вт/м;
 Q_{evap} – подводимая к испарителю мощность, Вт;
 T – температура, К;
 T_w – температура стенки, К;
 ΔT_{over} – перегрев пара, К;
 x – расходное паросодержание.
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – число Прандтля;
 Nu – число Нуссельта;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 μ – динамическая вязкость, кг/(м·с);
 Π – периметр внутреннего поперечного сечения трубки, м;
 ρ – плотность, кг/м³;
 w – скорость, м/с;
 τ_w – напряжение трения на стенке, Па;
 ζ – коэффициент гидродинамического сопротивления;

ИНДЕКСЫ

i – индекс фазы, принимает значения v и l ;
 in – вход трубки;
 l – жидкость;
 s – параметры насыщения;
 v – пар;
 w – значение на стенке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Майданик Ю. Ф.** Контурные тепловые трубы – высокоэффективные теплопередающие устройства // *Инновации*. 2003. № 5. С. 83–86.
2. **Maydanik Y. F.** Loop heat pipes // *Applied Thermal Engineering*. 2005. V. 25. N 5–6. P. 635–657. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.07.010.
3. **Launay S., Sartre V., Bonjour J.** Analytical model for characterization of loop heat pipes // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2008. V. 22. N 4. P. 623–631. DOI: 10.2514/1.37439.
4. **Ku J., Ottenstein L., Douglas D., Hoang T.** Multi-evaporator miniature loop heat pipe for small spacecraft thermal control – part 1: New technologies and validation approach // 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. 2010. art. no. 2010–1493. 13 p.
5. **Siedel B., Sartre V., Lefevre F.** Complete analytical model of a loop heat pipe with a flat evaporator // *International Journal of Thermal Sciences*. 2015. V. 89. P. 372–386. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.014.
6. **Ramasamy N. S., Kumar P., Wangaskar B., Khandekar S., Maydanik Y. F.** Miniature ammonia loop heat pipe for terrestrial applications: Experiments and modeling // *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. V. 124. P. 263–278. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.018.
7. **Буз В. Н., Гончаров К. А., Антонов В. А.** Моделирование динамических характеристик контурной тепловой трубы с регулятором // *Труды 4-й РНКТ*. Том 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. С. 61–64.
8. **Li Y.-Z., Wang Y.-Y., Lee K.-M.** Dynamic modeling and transient performance analysis of a LHP-MEMS thermal management system for spacecraft electronics // *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*. 2010. V. 33. N 3. P. 597–606.
9. **Nishikawara M., Nagano H., Kaya T.** Transient thermo-fluid modeling of loop heat pipes and experimental validation // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2013. V. 27. N 4. P. 641–647.
10. **Colella F., Rein G., Borchellini R., Torero J. L.** A novel multiscale methodology for simulating tunnel ventilation flows during fires // *Fire Technology*. 2011. V. 47. N 1. P. 221–253. DOI: 10.1007/s10694-010-0144-2.
11. **Colella F., Rein G., Verda V., Borchellini R.** Multiscale modeling of transient flows from fire and ventilation in long tunnels // *Computers and Fluids*. 2011. V. 51. N 1. P. 16–29. DOI: 10.1016/j.compfluid.2011.06.021.
12. **Nobile F.** Coupling strategies for the numerical simulation of blood flow in deformable arteries by 3D and 1D models // *Mathematical and Computer Modelling*. 2009. V. 49. N 11–12. P. 2152–2160. DOI: 10.1016/j.mcm.2008.07.019.
13. **Papadakis G.** Coupling 3D and 1D fluid-structure-interaction models for wave propagation in flexible vessels using a finite volume pressure-correction scheme // *Communications in Numerical Methods in Engineering*. 2009. V. 25. N 5. P. 533–551. DOI: 10.1002/cnm.1212.
14. **Papukchiev A., Lerchl G.** Extension and application of the coupled 1D-3D thermal-hydraulic code Athlet-ANSYS CFX for the simulation of liquid metal coolant flows in advanced reactor concepts // *Proceedings of 20th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference, ICONE*. 2012. V. 4. N 1. P. 563–573. DOI: 10.1115/ICONE20-POWER2012-54872.
15. **Corzo S., Ramajo D., Nigro N.** 1/3D modeling of the core coolant circuit of a PHWR nuclear power plant // *Annals of Nuclear Energy*. 2015. V. 83. art. no. 4497. P. 386–397. DOI: 10.1016/j.anucene.2014.12.035.
16. **Зайцев Д. К., Пожилов А. А., Смирнов Е. М., Смирновский А. А.** Численное моделирование сопряженного теплообмена в испарителе контурной тепловой трубы // *Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ'2016): Труды Международной научной конференции*. Архангельск, 28 марта – 1 апреля, 2016. С. 512–520.
17. **Dussinger P. M., Sarraf D. B., Anderson W. G.** Loop heat pipe for TacSat-4. // *AIP Conference Proceedings*. 2009. V. 1103. Iss. 1. P. 91–100.
18. **Pozhilov A. A., Zaitsev D. K., Smirnov E. M., Smirnovsky A. A.** Numerical simulation of heat and mass transfer in a 3D model of a loop heat pipe evaporator // *St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics*. 2017. V. 3. N 3. P. 210–217. DOI: 10.1016/j.spjpm.2017.09.013.
19. **Кутателадзе С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
20. **Turner J. M.** Annular two-phase flow. Ph. D. Dissertation. Dartmouth College, Hanover, NH. 1966.
21. **Traviss D. P., Rohsenow W. M., Baron A. B.** Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design // *ASHRAE Trans.* 1973. V. 79. part 1. P. 157–165.

Numerical modeling of heat and mass transfer in loop heat pipe condenser based on 3D/1D model

A. A. Pozhilov, A. I. Khrabry

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg
e-mail: aapozhilov@mail.ru, xbr@list.ru

The article presents a numerical modeling technique of steady state modes of heat and mass transfer in the loop heat pipe (LHP) condenser based on hybrid 3D/1D approach. Mathematical model is based on the mass, momentum and energy conservation equations. The condenser is assumed of including a radiator plate with a tube attached to it, through which a coolant flows. Heat transfer in the radiator plate and tube walls is modeled based at a 3D-approach. The 3D heat transfer equation is solved numerically by the finite volume method employing non-structured computational grid. Heat and mass transfer within the tube is computed in the framework of the one-dimensional approximation. 3D and 1D models conjugation is realized on the tube inner surface. The tube inner wall temperature averaged over perimeter herewith is transferred from the 3D-model to the 1D-model, while the coolant temperature and heat transfer ratio are transferred in the opposite direction. As an example, a numerical analysis of heat and mass transfer in the condenser based on the developed model was performed. With that, three loops of the tube with the overall length of 3.2 m are located on radiator plate (with the size of 800×400×5 mm). It is assumed, that the radiator plate and tube are made of aluminum, and ammonia is employed as a coolant. All computations were performed while setting the condition of radiative heat exchange on all the surfaces. One of the surface sides (the outer one) was contacted with the space with the temperature 4 K, and the other side (the one with the attached tubes) and remained surfaces were radiating to medium with the temperature 290 K. The modeled operation mode of the loop heat pipe is determined by thermal power fed to the evaporator of 120 W and the vapor overheating of 1.2 K at the evaporator outlet. For the specified conditions the following results were obtained: the temperature variation along the longest side of the plate reaches 7 K, and in two other directions the temperature field in the plate is practically homogeneous (variations are less than 1 K). The non-homogeneity of the temperature distribution over the tube wall is evaluated by the value of 1 K. The linear density of the heat rate, removed from the tube into the plate varies significantly while the coolant progressing along the tube, namely from 70 to 25 W/m. The maximum difference the coolant and the tube wall temperatures reaches up to 4 K.

Keywords: numerical simulation, conjugate heat and mass transfer, loop heat pipe condenser

REFERENCES

1. **Maydanik Yu. F.** Konturnye teplovye trubyy – vysokoehffektivnye teploperedayushhie ustrojstva [Loop heat pipes – highly efficient heat transfer devices]. *Innovatsii – Innovations*, 2005, no. 5, pp. 83–86. In Russ.
2. **Maydanik Y. F.** Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, no. 5–6, pp. 635–657. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.07.010.
3. **Launay S., Sartre V., Bonjour J.** Analytical model for characterization of loop heat pipes. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2008, vol. 22, no. 4, pp. 623–631. DOI: 10.2514/1.37439.
4. **Ku J., Ottenstein L., Douglas D., Hoang T.** Multi-evaporator miniature loop heat pipe for small spacecraft thermal control – part 1: New technologies and validation approach. *Proc. of 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2010, art. no. 2010–1493, 13 p.
5. **Siedel B., Sartre V., Lefevre F.** Complete analytical model of a loop heat pipe with a flat evaporator. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, vol. 89, pp. 372–386. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.014.
6. **Ramasamy N. S., Kumar P., Wangaskar B., Khandekar S., Maydanik Y. F.** Miniature ammonia loop heat pipe for terrestrial applications: Experiments and modeling. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 124, pp. 263–278. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.018.
7. **Buz V. N., Goncharov K. A., Antonov V. A.** Modelirovanie dinamicheskikh kharakteristik konturnoj teplovoj trubyy s regulyatorom [Simulation of dynamic characteristics of a loop heat pipe with a regulator] *Trudy 4-j RNKT. Tom 5. Isparenie, kondensatsiya. Dvukhfaznye techeniya* [Proceedings of the 4th RSCT. Volume 5. Evaporation, condensation. Two-phase flows]. Moscow, MPEI Publishing house, 2006. pp. 61–64. In Russ.
8. **Li Y.-Z., Wang Y.-Y., Lee K.-M.** Dynamic modeling and transient performance analysis of a LHP-MEMS thermal management system for spacecraft electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2010, vol. 33, no. 3, pp. 597–606.
9. **Nishikawara M., Nagano H., Kaya T.** Transient thermos-fluid modeling of loop heat pipes and experimental validation. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2013, vol. 27, no. 4, pp. 641–647.

10. **Colella F., Rein G., Borchiellini R., Torero J.L.** A novel multiscale methodology for simulating tunnel ventilation flows during fires. *Fire Technology*, 2011, vol. 47, no. 1, pp. 221–253. DOI: 10.1007/s10694-010-0144-2.
11. **Colella F., Rein G., Verda V., Borchiellini R.** Multiscale modeling of transient flows from fire and ventilation in long tunnels. *Computers and Fluids*, 2011, vol. 51, no. 1, pp. 16–29. DOI: 10.1016/j.compfluid.2011.06.021.
12. **Nobile F.** Coupling strategies for the numerical simulation of blood flow in deformable arteries by 3D and 1D models. *Mathematical and Computer Modelling*, 2009, vol. 49, no. 11–12, pp. 2152–2160. DOI:10.1016/j.mcm.2008.07.019.
13. **Papadakis G.** Coupling 3D and 1D fluid-structure-interaction models for wave propagation in flexible vessels using a finite volume pressure-correction scheme. *Communications in Numerical Methods in Engineering*, 2009, vol. 25, no. 5, pp. 533–551. DOI: 10.1002/cnm.1212.
14. **Papukchiev A., Lerchl G.** Extension and application of the coupled 1D-3D thermal-hydraulic code Athlet-ANSYS CFX for the simulation of liquid metal coolant flows in advanced reactor concepts. *Proceedings of 20th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference*. 2012, vol. 4, no. 1, pp. 563–573. DOI: 10.1115/ICONE20-POWER2012-54872.
15. **Corzo S., Ramajo D., Nigro N.** 1/3D modeling of the core coolant circuit of a PHWR nuclear power plant. *Annals of Nuclear Energy*, 2015, V. 83, pp. 386–397. DOI: 10.1016/j.anucene.2014.12.035.
16. **Zajtsev D.K., Pozhilov A.A., Smirnov E.M., Smirnovskij A.A.** Chislennoe modelirovanie sopryazhennogo teplomassoperenosa v isparitele konturnoj teplovoj trubki [Numerical simulation of the conjugate heat and mass transfer in the evaporator of a loop heat pipe] *Proceedings of “Parallel computational technologies (PCT) 2016”*, Arkhangelsk, 2016, pp. 512–520. In Russ.
17. **Dussinger P.M., Sarraf D.B., Anderson W.G.** Loop heat pipe for TacSat-4. *AIP Conference Proceedings*, 2009, vol. 1103, Iss. 1, pp. 91–100.
18. **Pozhilov A.A., Zaitsev D.K., Smirnov E.M., Smirnovskiy A.A.** Numerical simulation of heat and mass transfer in a 3D model of a loop heat pipe evaporator. *St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics*, 2017, vol. 3, no. 3, pp. 210–217. DOI:10.1016/j.spjpm.2017.09.013.
19. **Kutateladze S.S.** *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie. Spravochnoe posobie* [Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance: Handbook]. Moscow: Energoatomizdat, 1990. 367 p.
20. **Turner J.M.** *Annular two-phase flow. Ph.D. Dissertation*. Dartmouth College, Hanover, NH. 1966.
21. **Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B.** Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design. *ASHRAE Trans.*, 1973, vol. 79, part 1, pp. 157–165.