

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ТЕРМОСИФОНОВ

А.С. Красношлыков, Г.В. Кузнецов
Томский политехнический университет
ЭНИН, ТПТ

Термосифоны и тепловые трубы являются перспективными средствами охлаждения и обеспечения тепловых режимов различных энергонасыщенных технических систем [1,2].

Но внедрение термосифонов (ТС) и тепловых труб (ТТ) до последнего времени не является крупномасштабным. В основном это обусловлено тем, что несмотря на относительно простой механизм работы ТС и ТТ, не разработана общая теория процессов теплопереноса в таких устройствах, учитывающая большой комплекс физических процессов, протекающих в зонах испарения и конденсации, в паровом канале, движущейся пленке конденсата.

Известны математические модели физических процессов, протекающих в ТТ и ТС [3, 4]. Но эти модели описывают только отдельные частные случаи работы таких теплопередающих систем и не учитывают весь комплекс процессов теплопереноса в паровой и жидкой фазах рабочей жидкости.

Цель работы – математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения с использованием пакета ANSYS FLUENT [5] и сравнения результатов численного исследования с экспериментальными данными.

Рассматривается термосифон, принципиальная схема которого приведена на рисунке 1.

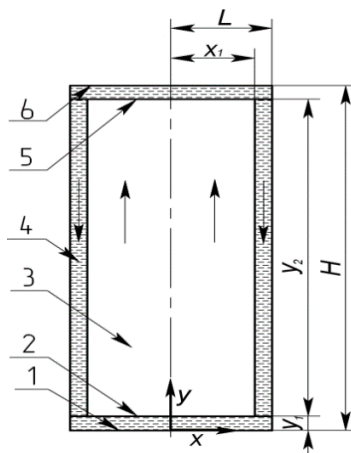


Рис. 1. Принципиальная схема термосифона. 1 – нижняя крышка; 2 – поверхность испарения; 3 – паровой канал; 4 – пленка жидкости; 5 – поверхность конденсации; 6 – верхняя крышка.

Уравнения неразрывности, движения и энергии решаемые в ANSYS FLUENT для пара и пленки жидкости в исследуемой области имеют вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_1 u_1}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1 u_1 u_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1 u_1)}{\partial y} = \rho_1 g_x - \frac{\partial P_1}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho_1 v_1}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_1 u_1 v_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_1 v_1 v_1)}{\partial y} = \frac{\partial P_1}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} \right) \quad (3)$$

$$\rho_1 C_{p1} \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right) = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

где, u_1, v_1 – составляющие вектора скорости в проекции на оси x, y , соответственно; P – давление; T – температура; ρ – плотность; x, y – декартовы координаты; C_p – теплоемкость; g – ускорение свободного падения; λ – коэффициент теплопроводности; μ – вязкость.

Начальные условия для системы уравнений (1–4):

$$u(x,y)=0; T(x,y)=T_0; P(x,y)=P_0; t=0.$$

Граничные условия для уравнений (1–4) имеют вид:

$$x = x_1, y_1 \leq y \leq y_1 + y_2, \begin{cases} T_1 = T_2 \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \end{cases}, \begin{cases} u_1 = u_2 = 0 \\ v_1 = v_2 \end{cases};$$

$$y = y_1, 0 \leq x \leq x_1, \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - Q_e w_e - C_p \rho (T_1 - T_0), \quad v_1 = \frac{w_e}{\rho}, v_2 = 0$$

$$y = y_1 + y_2, 0 \leq x \leq x_1, \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} + Q_c w_c + C_p \rho (T_2 - T_0), \quad v_1 = \frac{w_c}{\rho}, v_2 = 0$$

$$y = 0, 0 \leq x \leq L, \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = T_h, \quad u_2 = v_2 = 0;$$

$$y = H, 0 \leq x \leq L, \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} = T_c, \quad u_2 = v_2 = 0;$$

Анализ полученных результатов

Численные исследования для термосифона с геометрическими параметрами: $y=100$ см, поперечный размер $x=1,75$ см проводились при тепловых нагрузках на нижней крышке: $114,3$ Вт/см², $163,39$ Вт/см², $228,75$ Вт/см².

При $Q=114,3$ Вт/см² в верхней части термосифона образуется вихрь (рис.2а), вызванный разнонаправленным движением нагретого пара и охлажденной пленки жидкости. На рис.2б видно, что при увеличении тепловой нагрузки $Q=163,39$ Вт/см² первоначально образованный вихрь незначительно изменяется в направлении y . Это является следствием увеличения разности скоростей пара и пленки жидко-

сти. При пиковой тепловой нагрузке $Q=228,75 \text{ Вт/см}^2$, что соответствует $86 \text{ }^\circ\text{C}$ на нижней границе термосифона, происходят структурные изменения глобального вихря в виде разделения основного на два (рис.2в).

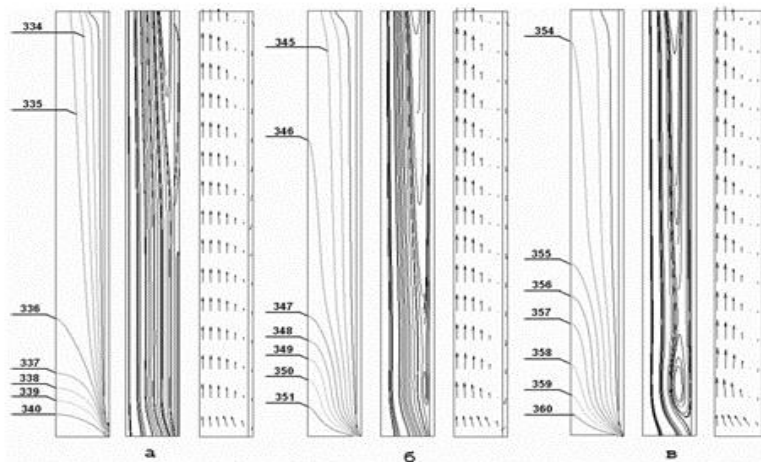


Рис. 2. Линии постоянных температур, линии тока и векторы скорости в исследуемой области. (а) – $114,3 \text{ Вт/см}^2$, (б) – $163,39 \text{ Вт/см}^2$, (в) – $228,75 \text{ Вт/см}^2$.

Проведено сравнение (рис.3) результатов численного моделирования и экспериментального исследования [6]. В условиях эксперимента [6] отвод тепла от верхней части термосифона осуществлялся за счет теплообмена на внешней поверхности ($y=H$) конденсата с охлаждающей жидкостью. Видно, что результаты математического моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными.

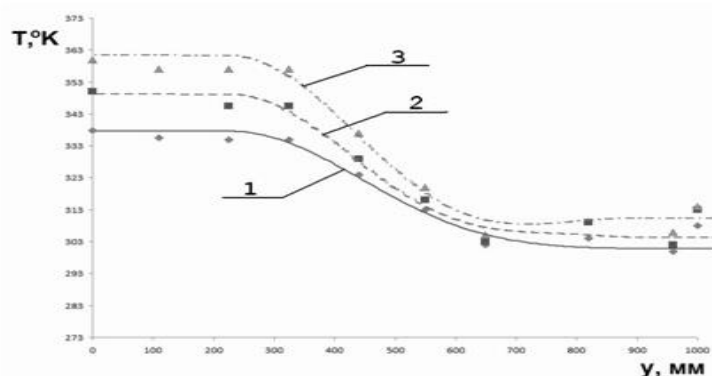


Рис. 3. Распределения температур по y , полученные в результате численного моделирования и экспериментальные данные [6].

1 – $Q_h=114,3 \text{ Вт/см}^2$, 2 – $Q_h=163,39 \text{ Вт/см}^2$, 3 – $Q_h=228,75 \text{ Вт/см}^2$.

Заключение

Математическое моделирование теплопереноса в двухфазном термосифоне прямоугольного поперечного сечения с использованием пакета ANSYS FLUENT показало возможность использования данно-

го пакета при анализе процессов переноса энергии при работе термосифонов при достаточно высоких тепловых нагрузках. Установлено влияние подводимого к нижней крышке теплового потока на гидродинамические характеристики в исследуемой области. Сравнение результатов численного исследования с экспериментальными данными показало, что их отклонение составило от 0,5 до 1,8 %.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах // Киев. – 2005
2. Безродный, М. К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике // – Киев. – 1991. – 75 с.
3. Kuznetsov G.V., Sitnikov A.E. Numerical analysis of basic regularities of heat and mass transfer in a high-temperature heat pipe // High Temperature. 2002.
4. Kuznetsov G.V., Al-Ani, M.A., Sheremet M.A. Numerical analysis of convective heat transfer in a closed two-phase thermosyphon // Journal of Engineering Thermophysics. 2011.
5. Ansys Help. FLUENT Theory Guide.
6. Alizadehdakhel A., Rahimi M. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon // International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 312–318.

Научный руководитель: Г.В. Кузнецов, д.ф.-м.н., зав. кафедрой ТПТ ЭНИН ТПУ.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИПЕРЗВУКОВОГО ОБТЕКАНИЕ МОДЕЛЬНОГО РПД

Е.А. Маслов^{1,2}, С.Ю. Чижов²

¹Томский политехнический университет, ЭНИН, АТЭС

²Научно-исследовательский институт прикладной математики и механики Томского государственного университета

Ракетно-прямоточные двигатели (РПД) сочетают достоинства твердотопливных и воздушно-реактивных двигателей [1]. В процессе работы РПД изменяются геометрические характеристики проточного тракта вследствие выгорания твердотопливного заряда. Одним из основных факторов, влияющих на внутрибаллистические характеристики РПД, является закон скорости горения твердого топлива в потоке