

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ДВУХФАЗНОМ ТЕРМОСИФОНЕ

А.Е. Нурпейис

Томский политехнический университет
ЭНИН, ТПТ

Тепловые трубы [1,2] и термосифоны [3,4] являются перспективными системами охлаждения различного оборудования. Но пока термосифоны используются мало. Это связано с отсутствием общей теории процессов теплопереноса в таких системах, обеспечивающей возможность их практической разработки. Математические модели [5,6], используемые для описания [4] процессов конвекции в паровом канале и пленке хладагента в термосифонах, достаточно сложны. Целесообразным является разработка менее сложных (по сравнению с [5,6]) моделей, учитывающих тепловые эффекты испарения и конденсации хладагента, а также теплопроводность.

Цель настоящей работы – математическое моделирование температурных полей замкнутых двухфазных термосифонов.

Рассматривался термосифон, принципиальная схема которого приведена на рис.1. Энергия источника тепловыделения, расположенного вблизи нижней крышки термосифона, поступает через границу $z=z_1$ в зону испарения хладагента. В результате интенсивного парообразования возникает перепад давления. Пары быстро перемещаются к верхней границе парового канала, температура которой ниже температуры конденсации используемого в качестве хладагента вещества. Происходит конденсация. Образовавшаяся жидкость под действием силы тяжести стекает по вертикальным стенкам парового канала и растекается по поверхности нижней крышки термосифона. Процессы испарения и конденсации продолжаются в течение периода подвода теплоты на нижней границе и отвода с верхней границы крышки термосифона. Фазовые переходы на границах раздела фаз обеспечивают отвод теплоты от тепловыделяющего оборудования. В большинстве практически значимых приложений термосифоны работают в течение длительных периодов времени в стационарных режимах. Поэтому при постановке задачи теплопереноса возможен ряд допущений. Основными являются следующие.

1. Характерные времена движения паров по каналу термосифона много меньше характерных времен теплопроводности в жидкой пленке на нижней и верхней крышках термосифона, поэтому не

рассматриваются процессы движения пара в канале термосифона.

2. В стационарных режимах работы характеристики процесса движения пленки конденсата по боковой поверхности парового канала не зависят от времени, поэтому толщина пленки хладагента может быть принята при постановке задачи постоянной.

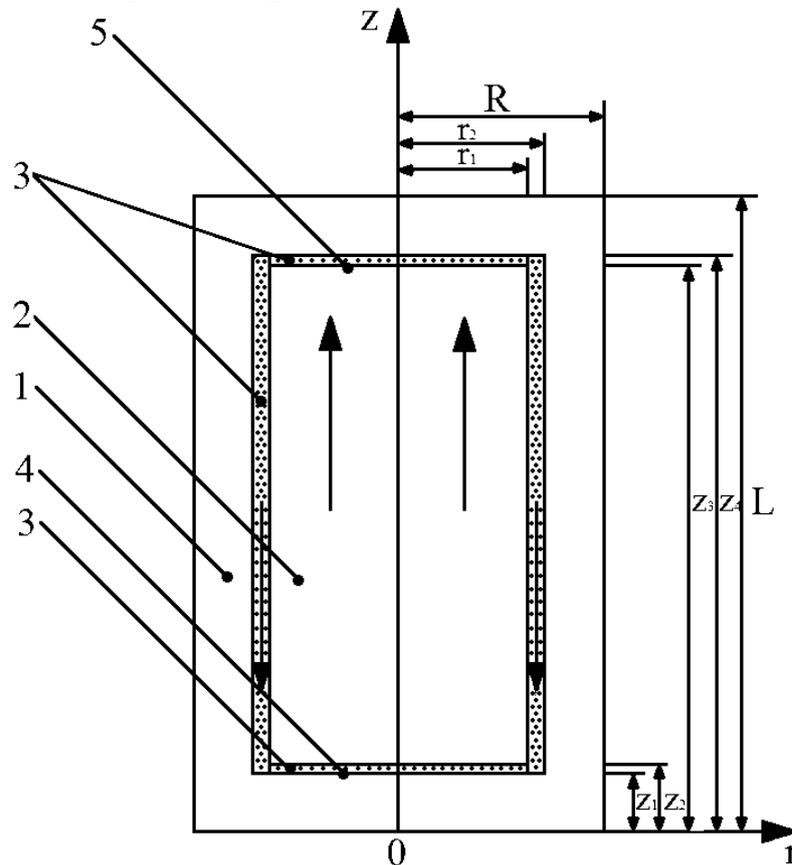


Рис. 1. Схема замкнутого термосифона: 1 – металлический корпус; 2 – паровой канал; 3 – пленка жидкости; 4 – поверхность испарения; 5 – поверхность конденсации. Вертикальными стрелками показаны направления движения пара и жидкости

Сформулированные допущения не накладывают существенных ограничений на общность постановки задачи. Основными в комплексе процессов тепломассопереноса в термосифоне при его работе являются фазовые переходы на нижней и верхней границах парового канала. При постоянной интенсивности испарения жидкости (и соответственно конденсации паров на верхней крышке) конденсат будет возвращаться в зону подвода теплоты под действием силы тяжести со скоростью, не зависящей от скорости его испарения на нижней границе парового канала. С ростом интенсивности парообразования увеличивается перепад давления в канале (2) (рис.1) и, соответственно скорость

поступления паров к поверхности конденсации. Всегда можно оценить предельные значения параметров движения пленки конденсата, при достижении которых может возникнуть кризис «полного выкипания хладагента» на нижней крышке термосифона. Соответственно моделирование в рамках моделей Навье - Стокса [5,6] или Прандтля [2] движения паров в канале (2) и пленки конденсата (3) может в ряде практически значимых случаев не приводить к существенным изменениям интегральных характеристик теплопереноса при работе термосифонов.

В тоже время решение полной системы уравнений вязкой жидкости [5,6] при описании движения пара в канале (2) может приводить к многократному увеличению времени вычислений. Даже переход к модели пограничного слоя [2] сопряжен с достаточно длительными вычислениями при решении задачи теплопереноса в термосифонах. Поэтому принятые при постановке задачи допущения создают объективные предпосылки для существенного снижения затрат времени при ее решении в условии учета основных значимых факторов и процессов.

Численный анализ проводился для термосифона цилиндрической формы со стальными стенками. Рабочей жидкостью рассматривался водяной пар с соответствующими теплофизическими характеристиками. Были выбраны типичные геометрические размеры термосифона: высота – 50 см, радиус парового канала – 25 мм, толщина пленки жидкости – 1 мм, толщина стенок – 2,5 см.

Разработанная математическая модель отличается от известных балансных моделей [7,8], описывающих теплопередающую способность термосифонов с использованием экспериментальных данных, возможностью расчета температур поверхности нижней крышки в любом поперечном сечении. Последнее является важным при анализе и оценке предельных тепловых нагрузок на термосифоны. Возможны аварийные режимы работы последних в условиях перегрева и последующего полного осушения поверхности нижней крышки. Разработанный подход к анализу тепловых режимов термосифонов позволяет вычислять параметры предельных условий их работы.

Следует также отметить, что сформулированная математическая модель теплопереноса в термосифонах может быть развита на режимы интенсивного кипения жидкого хладагента на поверхности кипения крышки термосифона при толщине пленки до нескольких миллиметров. В этом случае несколько усложняется алгоритм численного решения в связи с ростом интенсивности поглощения энергии в зоне ки-

пения. Но, с другой стороны, расширяется диапазон температур и тепловых потоков, достигаемых при работе термосифона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ohashi K., Hayakawa H., Yamada M. Preliminary study on the application of the heat pipe to the passive decay heat removal system of the modular HTR // *Prog. Nucl. Energy*. – 1998. – V. 32. – № 3/4. – P. 587–594.
2. 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. – V.40. – № 6. – P. 898-904.
3. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазном термосифонных системах. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.
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 Thermosyphon*. – 2011. – V.20. – № 2. – P. 201–210.
5. Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. Mathematical modeling of complex heat transfer in a rectangular enclosure // *Thermophysics and Aeromechanics*. – 2009. – V. 16. – № 1. – P. 119–128.
6. Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. New approach to the mathematical modeling of thermal regimes for electronic equipment // *Russian Microelectronics*. – 2008. – V.37. – № 2. – P.131–138.
7. Фролов В.П., Шелгинский А.Я. Тепловые трубы в системах теплоснабжения // *Энергосбережение*. – 2004. – № 6. – С. 58–62.
8. Tsai T.E., Wu H.H., Chang C.C., Chen S.L. Two-phase closed thermosyphon vapor-chamber system for electronic cooling // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2010. – V. 37. – № 5. – P. 484-489.

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