

УДК 536/662 99

Р.М. Лапшин

## О ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Показано существование ограничений по теплоотводу в зоне конденсации испарительных термосифонов, используемых в энергетике.

*Ключевые слова:* оптимальная доза заправки, противоточное течение конденсата и пара в охлаждаемых вертикальных трубах, режим «захлебывания».

Испарительные термосифоны находят применение в теплотехнике как надежные и простые аппараты транспортировки тепловой энергии. Особенности течения парожидкостной смеси в контурах естественной циркуляции испарительных термосифонов определяют наличие оптимальных и предельных режимов транспорта тепла и естественных ограничений на интенсивность теплопередачи. Это обусловлено геометрией контура циркуляции, величиной передаваемой мощности, степенью заполнения и взаимодействием потоков теплоносителя внутреннего объема аппарата, а также теплофизическими свойствами теплоносителя в состоянии насыщения.

Скорость движения среды в вертикальном торообразном контуре естественной циркуляции высотой  $h$  с плотностью жидкой среды на опускном участке  $\rho'$  и средним на подъёмном  $\rho_{см}$  зависит от геометрии контура, рода теплоносителя, его давления и интенсивности теплопередачи (рис. 1).

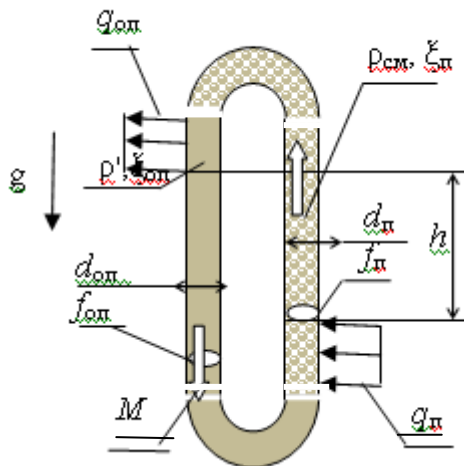


Рис. 1. Схема торообразного испарительного термосифона

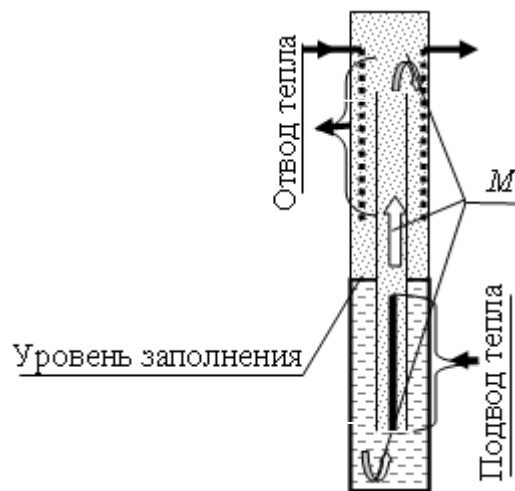


Рис. 2. Испарительный термосифон с циркуляционной вставкой

Исследователями контуров естественной циркуляции и испарительных термосифонов отмечено существование оптимальной величины дозы заправки, т.е. суммарной массы вещества, заполняющего термосифон  $m$ , при которой реализуется максимальная эффективность теплопереноса. В установившемся режиме движения в каждом сечении контура устанавливается массовый расход  $M$ , определяемый равенством движущего напора и суммарного гидравлического сопротивления опускного и подъёмного участков, характеризующихся коэффициентами трения  $\xi_{оп}$  и  $\xi_{п}$ :

$$h g(\rho' - \rho_{см}) = 0,5 h M^2 [(\xi_{оп}/d_{оп} f_{оп}^2) + (\xi_{п}/d_{п} f_{п}^2)], \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $d, f$  – диаметр и площадь проходного сечения опускающего и подъёмного участков.

Учитывая возможное превышение длин участков над величиной  $h$  и потери напора на местных сопротивлениях, в том числе в зонах испарения и конденсации, суммарные коэффициенты сопротивления можно записать в виде:

$$\xi_{оп} = (\lambda_{оп} l_{оп}/h) + \xi_{моп} d_{оп}/h, \quad (2)$$

$$\xi_{п} = (\lambda_{п} l_{п}/h) + \xi_{мп} d_{п}/h, \quad (3)$$

где первые слагаемые определяют потери на трение, а вторые – суммарные местные потери опускающего и подъёмного участков.

Автомодельность течения, приблизительная одинаковость степени шероховатости внутренней поверхности стенок каналов опускающего и подъёмного участков позволяют положить равными коэффициенты трения  $\lambda_{оп}$  и  $\lambda_{п}$ .

При относительно высоком контуре циркуляции и минимизации местных потерь на длинах опускающего и подъёмного участков  $l_{оп}$  и  $l_{п}$  можно без особой погрешности положить  $\xi_{оп} = \xi_{п} = \xi$ , что приводит к простому выражению для скорости жидкости в опускающем участке:

$$W_0^2 = (M/\rho' f_{оп})^2 = 2gd_{оп}[(\rho_{см}/\rho') - (\rho_{см}/\rho')^2]/\xi[(\rho_{см}/\rho') + d_{оп} f_{оп}^2/d_{п} f_{п}^2]. \quad (4)$$

Таким образом, величина скорости циркуляции, характеризующая интенсивность процесса переноса тепла, определяется геометрией трассы и отношением плотностей теплоносителя на опускающем и подъёмном участке трассы. Структура отношения (4) показывает, что  $W_0$  стремится к нулю в двух случаях:

- при  $\rho_{см} \approx 0$ , т.е. когда в подъёмном участке существует только пар;
- $\rho_{см} \approx \rho'$ , т.е. когда паросодержание в подъёмном участке невелико.

Это указывает на наличие максимума функции (4), причём экстремальное значение  $\rho_{см}/\rho'$  зависит от геометрических параметров контура циркуляции. Анализ функции (4) на экстремум даёт оптимальное значение отношения плотностей:

$$(\rho_{см}/\rho')_{опт} = (c^2 + c)^{0,5} - c, \quad (5)$$

где

$$c = d_{оп} f_{оп}^2 / d_{п} f_{п}^2.$$

Для вычисления оптимальной дозы заправки, т.е. суммарной массы вещества, заполняющего термосифон  $m^*$ , соответствующей условию (5), введём в рассмотрение объёмы участка испарения  $V_{и}$ , конденсации  $V_{к}$ , течения конденсата  $V_{ж}$  и течения парожидкостной смеси  $V_{см}$ . Полагая при этом, что плотность среды в объёмах  $V_{и} - \rho_{и}$  и  $V_{к} - \rho_{к}$  определена как среднеарифметическое, т.е. в виде

$$\rho_{и} \approx \rho_{к} \approx 0,5 \rho'(1 + \rho_{см}/\rho'),$$

можно получить расчётное соотношение

$$m = \rho' \{ V_{ж} + 0,5(V_{и} + V_{к}) - (\rho_{см}/\rho') [c - (c^2 + c)^{0,5}] \}. \quad (6)$$

В выражении (6) величина  $m^*$  для определенного вида теплоносителя определяется рабочим давлением, т.е. температурным режимом в контуре циркуляции, и конструктивно заданными геометрическими параметрами контура, что позволяет рационально спроектировать испарительный термосифон.

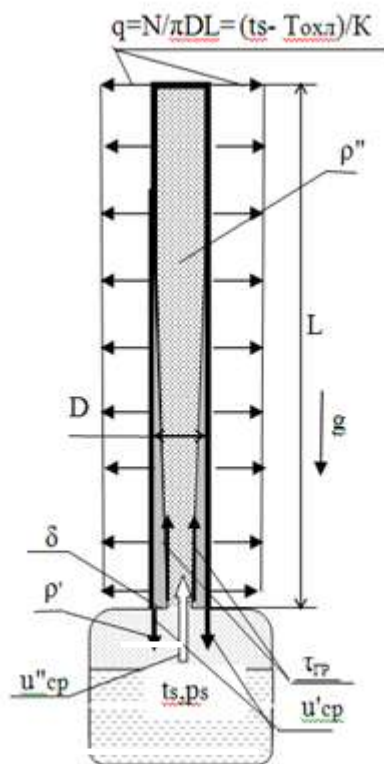
Существование оптимальной дозы заправки имеет место и в термосифонах, выполненных по схеме (рис. 2). В экспериментах с термосифоном высотой 4 м с прозрачным корпусом диаметра 0,12 м наблюдалось снижение давления пароводяной смеси при рабочем объеме, заполненном в соответствии с  $m^*$ . В случае превышения дозы заправки  $m^*$  наблюдалось вытеснение избыточной воды в верхнюю часть корпуса.

Системы теплоотвода ЯЭУ могут оснащаться вертикальнотрубными конденсаторами в виде пучка охлаждаемых снаружи и заглушенных сверху трубок, внутрь которых снизу поступает насыщенный пар. Конденсат плотностью  $\rho'$  образуется на внутренней поверхности

трубки длиной  $L$  и внутренним диаметром  $D$  при воздействии на нее хладагентом температуры  $T_{\text{охл}}$ . Отвод тепловой мощности  $N$  через стенку трубки от конденсирующегося пара при давлении и температуре насыщения  $p_s$  и  $t_s$  характеризуется средней по длине плотностью теплового потока:

$$q = N/\pi DL = (t_s - T_{\text{охл}})/R. \quad (7)$$

Среднее термическое сопротивление  $R$  складывается из термического сопротивления твердой стенки, термического сопротивления теплоотдачи от стенки к хладагенту и термического сопротивления теплопередачи через пленку конденсата, стекающего внутри трубки к входному сечению (рис. 3). Последнее определяется геометрией и характеристикой течения пленки, т.е. гидродинамической обстановкой на входе в охлаждаемую трубку, описываемой распределением скоростей жидкого конденсата  $u'(y)$  по толщине  $\delta$ , формирующейся во входном сечении каждой трубки (рис. 4).



**Рис. 3.** Схема испарительного термосифона с подъемным движением пара и опускным течением конденсата в заглушенной сверху трубке

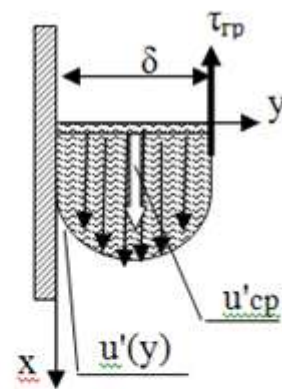
Приводимые в РТМ 108.031.05-81 карты режимов работы устройства включают режим «захлебывания» при подъемном течении пара и опускном конденсата в поле сил тяжести  $g$ . Такой режим обусловлен динамическим воздействием потока пара плотностью  $\rho''$  со средней по сечению трубки скоростью  $u''_{cp}$  на поверхность пленки конденсата. Это воздействие определяется величиной касательного напряжения трения  $\tau_{гр}$ :

$$\tau_{гр} = 0,125 \lambda \rho'' (u''_{cp})^2, \quad (8)$$

где  $\lambda$  - коэффициент трения.

Распределение скоростей жидкости  $u'(y)$  в начальной стадии процесса «захлебывания» соответствует равенству:

$$u'(y) = 0 \text{ при } y = 0 \text{ и при } y = \delta. \quad (9)$$



**Рис. 4.** Распределение скоростей жидкости по горизонтальному сечению пленки стекающего конденсата в начале процесса «захлебывания»

В установившемся режиме величины средних скоростей течения конденсата  $u'_{cp}$  и  $u''_{cp}$  обеспечивают равенство массовых расходов пара и конденсата:

$$\pi D \delta \rho' u'_{cp} = 0,25 \pi D^2 \rho'' u''_{cp} \quad (10)$$

при выполнении граничных условий (3).

Уравнение движения жидкости при стационарном течении пленки, малости сил инерции, по сравнению с силами тяжести и вязкости, а также постоянстве теплофизических параметров, включая кинематическую вязкость  $\nu$ , имеет вид [1]

$$g(\rho' - \rho'') + \nu' \rho' [d^2 u'(y) dy^2] = 0, \quad (11)$$

где  $u'(y)$  – зависящая от поперечной координаты  $y$  вертикальная компонента скорости течения вязкой жидкости в плёнке конденсата толщиной  $\delta$ . Последовательное интегрирование (5) приводит

$$\begin{aligned} du'(y)/dy &= -y(1 - \rho''/\rho')g/\nu' + C_1, \\ u'(y) &= -y^2(1 - \rho''/\rho')g/2\nu' + C_1 y + C_2. \end{aligned} \quad (12)$$

Постоянная интегрирования  $C_2 = 0$ , как это следует из (3), а  $C_1$  определяется равенством  $du'(y)/dy = -\tau_{ГР}/\rho' \nu$  при  $y = \delta$ :

$$C_1 = \delta(1 - \rho''/\rho')g/\nu' - \tau_{ГР}/\rho' \nu' = \delta(1 - \rho''/\rho')g/\nu' - 0,125 \lambda \rho'' (u''_{cp})^2 / \rho' \nu'. \quad (13)$$

С учетом изложенного:

$$u'(y) = (\delta y - y^2/2)(1 - \rho''/\rho')g/\nu' - y 0,125 \lambda (\rho''/\rho') (u''_{cp})^2/\nu', \quad (14)$$

а величина средней по толщине  $\delta$  скорости стекания конденсата:

$$u'_{cp} = \delta^2 (1 - \rho''/\rho')g/3 \nu' - \delta (0,125 \lambda (\rho''/\rho') (u''_{cp})^2/2 \nu') \quad (15)$$

Начальная стадия процесса «захлебывания» соответствует нулевой скорости опускного течения на поверхности пленки конденсата, т.е. равенству  $u'(y) = 0$ , при  $y = \delta$ , что реализуется при

$$\delta = 0,25 \lambda (\rho''/\rho') (u''_{cp})^2 / (1 - \rho''/\rho')g, \quad (16)$$

и, соответственно:

$$u'_{cp} = \delta [\delta (1 - \rho''/\rho')g/3 \nu' - 0,125 \lambda (\rho''/\rho') (u''_{cp})^2/2 \nu']. \quad (17)$$

Уравнение сохранения энергии рассматриваемого устройства записывается в виде равенства отводимой от трубки предельной тепловой мощности  $N_{кр}$  потоку тепла, вносимого через рассматриваемое входное сечение потоком насыщенного пара с теплотой парообразования  $r$ :

$$N_{кр} = 0,25 \pi D^2 r \rho'' u''_{cp}. \quad (18)$$

Эта мощность в соответствии с (1) определяет размеры трубы при ее охлаждении средой с температурой  $T_{охл}$ :

$$L_{кр} = RN_{кр} / \pi D (ts - T_{охл}). \quad (19)$$

При фиксированных  $D, R, ts, T_{охл}, r, \rho'', \rho', \nu, \lambda$  система уравнений (15)–(19) позволяет определить неизвестные  $N_{кр}, \delta, u''_{cp}, u'_{cp}$ , и  $L_{кр}$ , т.е. выполнять необходимые инженерные расчеты. На рис. 5 представлен результат расчета  $N_{кр}$  в соответствии с формулой:

$$N_{кр} = 0,715 \pi g^{0,4} D^{2,2} r \lambda^{-0,6} \nu^{0,2} (\rho'')^{0,6} (\rho' - \rho'')^{0,4}. \quad (20)$$

Аналогично выполняются расчеты для

$$\delta = 2,04 \lambda^{-0,2} D^{0,4} g^{-0,2} \nu^{0,4} [1 - \rho''/\rho']^{-0,2} [\rho''/\rho']^{0,2} \quad (21)$$

(график зависимости от  $ps$  – рис. 6),

$$u'_{cp} = 0,1225 D^{0,8} g^{0,6} \nu^{-0,2} \lambda^{-0,4} [1 - \rho''/\rho']^{0,6} [\rho''/\rho']^{0,4} \quad (22)$$

(график зависимости от  $ps$  – рис. 7),

$$u''_{cp} = 2,86 D^{0,2} g^{0,4} \nu^{0,2} [1 - \rho''/\rho']^{0,4} [\rho''/\rho']^{-0,4} \lambda^{-0,6} \quad (24)$$

(график зависимости от  $ps$  – рис. 8).

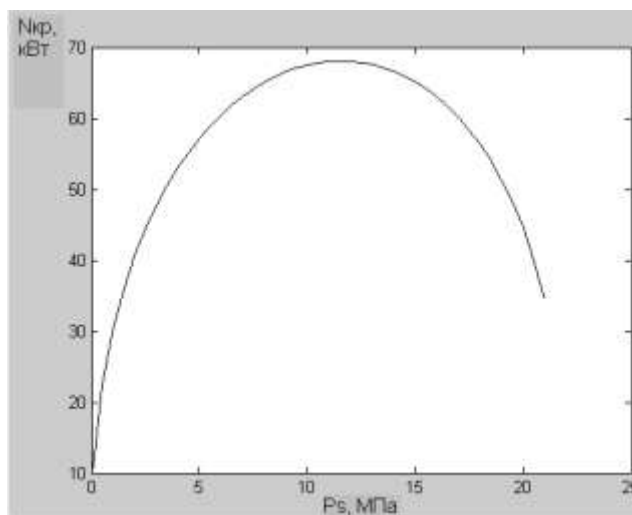


Рис. 5. Предельная мощность конденсации водяного пара для трубки внутреннего диаметра  $D=20$  мм при  $\lambda=0,03$

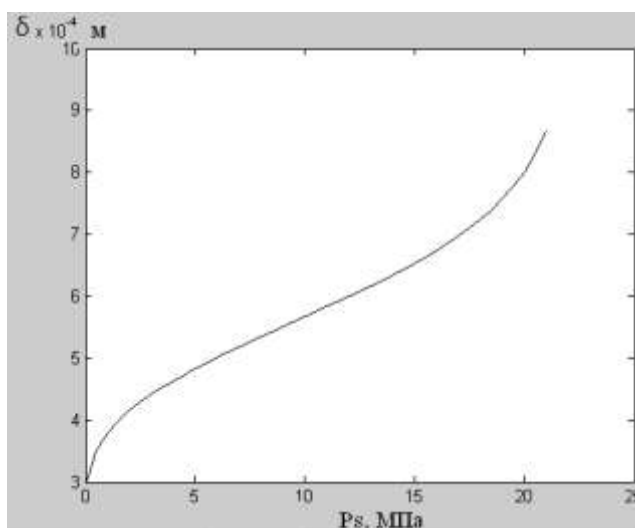


Рис. 6. Толщина пленки водного конденсата для трубки внутреннего диаметра  $D=20$  мм при  $\lambda=0,03$

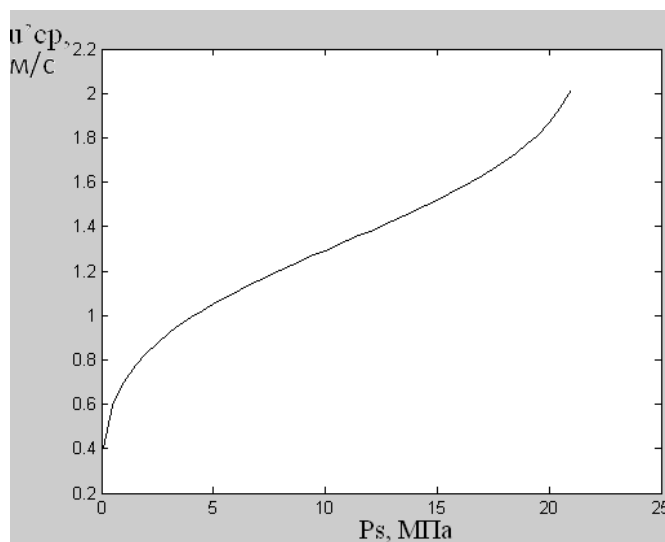
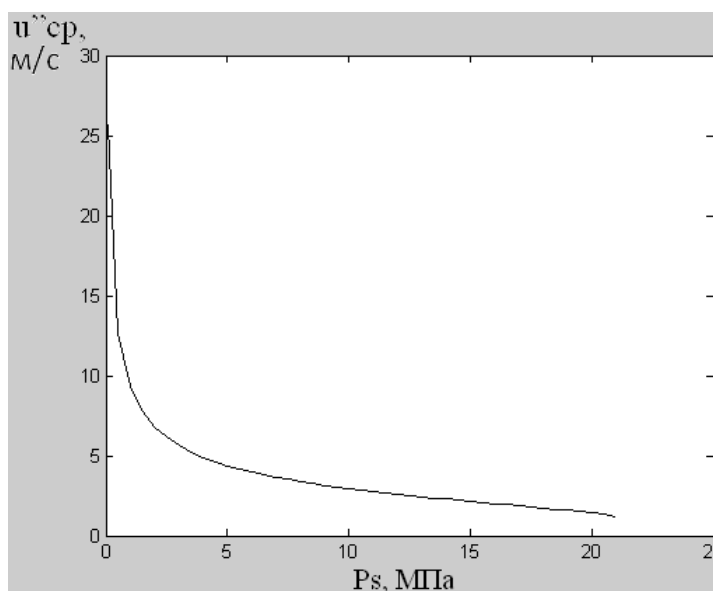


Рис. 7. Средняя скорость нисходящего течения водного конденсата из трубки внутреннего диаметра  $D=20$  мм при  $\lambda=0,03$



**Рис. 8. Средняя скорость подъемного течения водяного пара на входе в трубку внутреннего диаметра  $D=20$  мм при  $\lambda=0,03$**

Наличие оптимальных конструктивных и эксплуатационных характеристик в испарительных термосифонах позволяет усовершенствовать систему управления и регулирования, а так же геометрию их рабочего объема. Полученные результаты могут уточняться при экспериментальной отработке и эксплуатации.

1. **Исаченко, В.П.** Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.

*Дата поступления  
в редакцию 02.11.2010*

**R.M. Lapshin**

### **ABOUT CRITICAL POWER EVAPORATIVE THERMOSYPHONES**

Analytical method showed the existence of optimal geometric characteristics or the contours a natural circulation and evaporative thermosyphons used in power generation.

*Key words:* flow of two – phase media, optimization dose filling, the countercurrent condensate and steam, flooding regime.