

Национальный технический университет Украины  
"Киевский политехнический институт"

На правах рукописи

**Мунзер Рабах**

УДК 536.27

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ И КОНДЕНСАЦИИ  
В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДВУХФАЗНЫХ  
ТЕРМОСИФОНАХ**

Специальность 05.14.05 — теоретическая теплотехника

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Киев-1996

621.1



00757055 (Т)

Диссертация в 1 томе

Работа выполнена на кафедре  
теплотехники Национального  
"Киевский политехнический институт"

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Безродный М.К.

Официальные опоненты: доктор технических наук,  
профессор Ильченко О.Т.  
кандидат технических наук,  
ст. научный сотрудник  
Колоскова Н.Ю.

Ведущая организация: институт технической теплофизики  
НАН Украины

Защита диссертации состоится "09" 12 1996 г.  
в 12<sup>00</sup> час. на заседании специализированного Ученого Со-  
вета Д. 01.02.13 в Национальном техническом университете Украины  
"Киевский политехнический институт" по адресу 252056, г. Киев 56,  
пр. Победы 37, корпус 5; аудитория 406.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Националь-  
ного Технического университета Украины "Киевский политехничес-  
кий институт"

Автореферат разослан "05" 11 1996 г.

Ученый секретарь  
специализированного Ученого Совета

В. И. Коньшин

### Аннотация

В диссертации выполнено экспериментальное исследование процессов теплообмена на участках кипения и конденсации горизонтальных двухфазных термосифонов с расслоенным противоточным движением жидкой и паровой фаз промежуточного теплоносителя.

Исследования проведены с целью определения влияния режимных физических и геометрических параметров на интенсивность внутреннего теплообмена и общее внутреннее термическое сопротивление горизонтальных термосифонов, как элементов теплоутилизационных аппаратов.

Для достижения цели:

- создана экспериментальная установка, позволившая исследовать важнейшие характеристики моделей горизонтальных двухфазных термосифонов в широком диапазоне изменения варьируемых параметров и визуального контроля за процессами течения двухфазной среды;
- получены экспериментальные зависимости по оптимальной степени заполнения термосифонов и минимальному внутреннему термическому сопротивлению в условиях равенства геометрических параметров термосифонов на участках подвода и отвода теплоты;
- изучены процессы теплообмена при кипении и конденсации и предложена методика расчета важнейших характеристик горизонтальных термосифонов с произвольными геометрическими размерами на участках подвода и отвода теплоты.

Автор защищает следующие положения и результаты

- 1) результаты экспериментальных исследований оптимальной степени заполнения и минимального термического сопротивления горизонтальных термосифонов;
- 2) закономерности процессов теплообмена на участках кипения и конденсации теплоносителей в горизонтальных термосифонах с противотоком ручья жидкости и потока пара;
- 3) обобщенные соотношения и методику расчета важнейших характеристик горизонтальных двухфазных термосифонов: оптимальной степени заполнения и минимального термического сопротивления.

### Общая характеристика работы

**Актуальность работы.** Известные преимущества двухфазных термосифонов как эффективных теплопередающих устройств (автономность, высокая интенсивность внутреннего теплообмена, возможность трансформации теплового потока, возможность поддержания

ЛНБ ім. В. Стефаніва  
АН України

температуры поверхности теплообмена на заданном уровне и т.д.) обеспечили к настоящему времени достаточно широкое их практическое использование. При этом в большинстве случаев на практике применяются устройства с вертикальным, либо наклонным расположением термосифонов, теплопередающие характеристики которых достаточно подробно исследованы и освещены в литературе. Вместе с тем на практике имеется ряд задач, требующих горизонтального расположения теплопередающих устройств. Использование горизонтальных двухфазных термосифонов в таких случаях обеспечивает эффективную работу технических устройств благодаря такому их свойству как возможность реверсирования теплового потока. Классическая задача подобного рода имеет место в установках вентиляции и кондиционирования воздуха производственных помещений. Благодаря возможности реверсирования теплового потока может быть обеспечена утилизация теплоты или холода сбросного или приточного воздуха в зависимости от времени года. Аналогичные задачи возникают в установках поддержания рабочего климата шахт и подземных сооружений, а также в различных технологических процессах.

Использование горизонтальных двухфазных термосифонов в подобных практических устройствах в настоящее время ограничено неизученностью внутренних процессов переноса, что и определило актуальность выполнения настоящей диссертационной работы.

Методика исследования. Характеристики процессов теплообмена в горизонтальных термосифонах определялись экспериментальным путем на основе реализации классического плана систематических экспериментов.

Научная новизна полученных в диссертационной работе результатов заключается в следующем:

1) впервые проведены систематические экспериментальные исследования, позволившие установить закономерности интенсивности теплообмена при кипении и конденсации промежуточных теплоносителей в горизонтальных термосифонах с расслоенным противоточным движением ручья жидкости и потока пара;

2) впервые исследованы закономерности изменения оптимальной степени объемного заполнения горизонтальных термосифонов рабочей жидкостью применительно к задачам их использования в системе теплообмена между однородными средами с одинаковыми водяными эквивалентами;

3) получены обобщенные соотношения для расчета минимального внутреннего термического сопротивления горизонтальных термосифонов с одинаковыми размерами участков подвода и отвода теплоты.

Практическая ценность результатов выполненной работы состоит в том, что на основании проведенных исследований рекомендованы расчетные формулы для определения важнейших характеристик термосифонов (степени объемного заполнения и минимального внутреннего термического сопротивления) для практически важного случая использования горизонтальных термосифонов в газо-газовых теплообменниках для утилизации низкопотенциальной теплоты, а также предложена методика расчета этих параметров для других случаев их практического применения.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на международной конференции "IX симпозиум по теплообмену" в Польше, Августово, 1995 г., на V научно-практической конференции министерства энергетики и электрификации Украины по вопросам развития и внедрения в отрасли техники и технологий использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, АР Крым, 1996 г., на семинаре кафедры теоретической и промышленной теплотехники НТУУ-КПИ, 1996 г.

Публикации. По результатам диссертационной работы опубликовано 2 научные статьи и 1 тезисы доклада на конференции.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения и списка использованных литературных источников. Работа изложена на 124 страницах машинописного текста, содержит 45 рисунков, 6 таблиц и список литературы из 98 наименований.

Во введении сформулирована цель работы, обоснована ее актуальность и дана общая характеристика полученных результатов.

В первой главе приведен обзор известных из литературы работ по исследованию рабочих характеристик и интенсивность теплообмена на участках подвода и отвода теплоты горизонтальных и слабонаклонных двухфазных термосифонов. Показано, что закономерности процессов теплообмена на участках кипения и конденсации подробно изучены только применительно к специфическим конструкциям термосифонов с горизонтальным расположением только одного из участков термосифона: испарительного или конденсационного. Процессы переноса в классических термосифонах с горизонтальным расположением как испарителя, так и конденсатора практически не изучены.

Во второй главе приведено описание экспериментальной установки, опытных термосифонов, методики исследования характеристик теплообмена, а также анализ возможных ошибок измерений и определения расчетных величин.

В третьей главе приведены результаты экспериментального изучения оптимальных значений степени заполнения термосифонов ра-

бочими жидкостями и соответствующего им минимального термического сопротивления термосифонов с одинаковыми геометрическими размерами со стороны подвода и отвода теплоты.

В четвертой главе представлены результаты исследований интенсивности теплообмена на участках кипения и конденсации, обобщение экспериментальных данных, а также методика использования полученных зависимостей с целью определения оптимальной степени заполнения и соответствующего ей термического сопротивления термосифонов с произвольными геометрическими размерами на участках подвода и отвода теплоты.

В заключении приведены общие выводы по диссертационной работе.

### Основное содержание работы

На основании обзора литературных источников было установлено, что закономерности теплообмена и рабочие характеристики горизонтальных термосифонов в условиях противотока жидкости и пара практически не изучены. В связи с этим была создана экспериментальная установка для исследований теплообмена в горизонтальных термосифонах. Установка состояла из опытных моделей термосифонов, расположенных на горизонтальной платформе, систем подвода и отвода теплоты, систем вакуумирования и заполнения термосифона рабочими жидкостями, схемы измерения контролируемых параметров.

Опыты проводились на двух термосифонах внутренним диаметром 18 и 25 мм и общей длиной соответственно 1500 и 1200 мм, изготовленных из меди и латуни. Для проведения визуальных наблюдений за процессами течения рабочей среды в адиабатической зоне термосифона была предусмотрена стеклянная вставка. Для измерения температур стенки термосифона и насыщения рабочей жидкости использовались термометр сопротивления и термопары.

Горизонтальное расположение опытных термосифонов обеспечивалось специальной конструкцией опорной платформы установки, снабженной винтовым поворотным устройством, и контролировалось в различных точках по длине термосифона с помощью переносной равномерной трубки.

Измерительная схема установки обеспечивала определение подводимой и отводимой мощности, давления насыщения во внутренней полости, температуры насыщения по длине термосифона и температуры стенок испарителя с помощью термопар, температуры стенок конденсатора с помощью термопар и термометров сопротивления.

Вторичными приборами в этом случае были: цифровой омметр ШС-34, универсальные цифровые вольтметры ШС-68000 и В 7-21, а также прибор А-565. Подводимая мощность измерялась ваттметром Д50162. Измерение давления насыщения во внутренней полости осуществлялось образцовым манометром ОБМ1-10.

Количество жидкости, заправляемой в термосифон, определялось исходя из требуемой по плану экспериментов степени объемного заполнения и измерялось с помощью мерного сосуда, соединенного через запорный орган непосредственно с внутренней полостью термосифона. В качестве рабочих жидкостей в опытах использовались фреон-11, фреон-113 и этанол.

Исследование характеристик переноса осуществлялось в два этапа.

На первом этапе были исследованы закономерности изменения полного внутреннего термического сопротивления горизонтальных термосифонов с одинаковой протяженностью участков подвода и отвода теплоты, учитывающего интенсивность процессов теплообмена в зонах кипения и конденсации в условиях их взаимного влияния. Постановка такой задачи определялась потребностью определения рабочих характеристик горизонтальных термосифонов в практически важной области их применения в системах утилизации низкопотенциальной теплоты в условиях равенства водяных эквивалентов обменивающихся теплотой сред. При этом удельное внутреннее термическое сопротивление термосифона имеет вид

$$R = \frac{\Delta \bar{t}_{u-k} \cdot F}{Q} = \frac{\Delta \bar{t}_{u-k}}{q} = \frac{1}{\bar{\alpha}_u} + \frac{1}{\bar{\alpha}_k}, \quad (1)$$

где  $\Delta \bar{t}_{u-k}$  — средний перепад температур между испарителем и конденсатором,  $\bar{\alpha}_u$ ,  $\bar{\alpha}_k$  — средние значения коэффициентов теплоотдачи в испарителе и конденсаторе.

В опытах изучалась зависимость величины  $\Delta \bar{t}_{u-k} / q$  от различных параметров: степени заполнения термосифона рабочей жидкостью, теплового потока, давления в термосифоне, геометрических размеров термосифона.

На рис. 1 приведена зависимость термического сопротивления термосифона диаметром  $d_{\text{вн}} = 18$  мм от степени заполнения при различных значениях давления (а) и различных тепловых потоках (б) при использовании в качестве рабочей жидкости фреона-113. Подобные зависимости, полученные также и для других рабочих жидкостей, свидетельствуют о существовании явно выраженного минимума функции  $\frac{\Delta \bar{t}_{u-k}}{q} = f(\epsilon)$  при всех исследованных значениях параметров термоси-

фона для каждой рабочей жидкости. Этим минимальным значениям термического сопротивления соответствуют оптимальные значения степени объемного заполнения термосифона  $\epsilon_{\text{опт}}$ . Из графиков видно, что оптимальные значения  $\epsilon$  незначительно зависят от давления теплоносителя и в большей степени зависят от передаваемого теплового потока. Зависимость  $\epsilon_{\text{опт}}$  от параметров  $P$  и  $Q$  определяется изменением удельного вклада термических сопротивлений на участках кипения и конденсации в общее термическое сопротивление термосифона. В свою очередь термические сопротивления на этих участках зависят как от локальных коэффициентов теплоотдачи, определяемых значениями давления и теплового потока, так и от перераспределения жидкой фазы теплоносителя между испарителем и конденсатором вследствие протекания гидродинамических процессов, также зависящих от параметров  $P$  и  $Q$ . Суммарный эффект этих воздействий вызывает такие условия теплообмена на участках кипения и конденсации, которые сдвигают оптимальную степень заполнения при данном соотношении геометрических параметров термосифона  $l/d$  в сторону более высоких значений с ростом  $P$  и в сторону более низких значений с ростом  $Q$ .

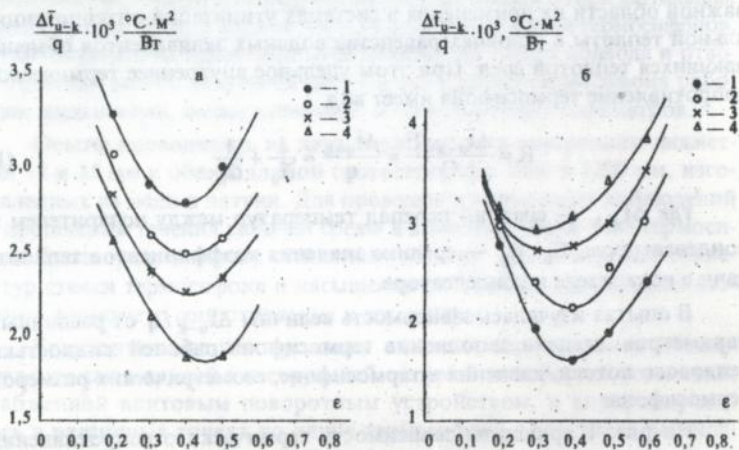


Рис. 1. Зависимость термического сопротивления от степени заполнения (фреон-113,  $d_{\text{вн}} = 18$  мм)

а — при различных давлениях (1 —  $P = 1,5$  бар; 2 — 2,0; 3 — 2,5; 4 — 3,0),  $Q = 200$  Вт.

б — при различных тепловых потоках (1 —  $Q = 150$  Вт; 2 — 200; 3 — 250; 4 — 300),  $P = 2$  бар.

Анализ полученных данных показал, что качественный характер зависимостей  $\epsilon_{\text{онт}}$  от параметров  $P$  и  $q$  примерно одинаков для различных жидкостей. Вместе с тем имеет место изменение характера влияния давления на  $\epsilon_{\text{онт}}$  при изменении диаметра опытного термосифона, что по-видимому, связано с изменением относительного перераспределения жидкости между испарителем и конденсатором вследствие динамического воздействия потока пара на ручей жидкости, зависящего от скорости пара, а следовательно, и от давления в полости термосифона. В связи с этим для обобщения опытных данных в качестве основы была принята система безразмерных комплексов, характеризующая продольный теплоперенос и использованная в ряде работ при использовании гидродинамических характеристик противотока жидкости и пара. Эта система имеет вид:

$$\epsilon_{\text{онт}} = f(K, K_p, l/d), \quad (2)$$

где  $K = \frac{W'' \sqrt{\rho''}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')}} — безразмерная скорость пара,$

$K_p = \frac{P}{\sqrt{\sigma g (\rho' - \rho'')}} — критерий давления,$

$l/d —$  отношение длины к внутреннему диаметру термосифона.

Результаты обобщения представлены на рис. 2. Как видно из рисунка, опытные данные для разных термосифонов и различных рабочих жидкостей удовлетворительно обобщаются одной зависимостью, которая имеет вид

$$\epsilon_{\text{онт}} = 1,37 K^{0,09} K_p^n (0,98 - 1,01 \cdot 10^{-2} \frac{1}{d}), \quad (3)$$

где  $n = 5,6 \cdot 10^{-3} (\frac{1}{d} - 67)$ .

Проведенный в работе анализ изменения минимального термического сопротивления термосифона, соответствующего значениям  $\epsilon_{\text{онт}}$ , позволил заключить, что так же, как и в случае оптимальной степени заполнения, определяющую роль в суммарных условиях теплообмена играют процессы осевого переноса. В связи с этим в основу обобщения опытных данных по минимальному термическому сопротивлению горизонтальных термосифонов положена критериальная система, аналогичная системе (2) и имеющая те же определяющие безразмерные параметры. В качестве определяемого безразмерного комплекса было принято безразмерное термическое сопротивление, которое можно записать в виде

$$\left(\frac{\Delta \bar{t}_{u-k}}{q}\right)_{\min} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{d} \equiv \frac{1}{Nu_*} \quad (4)$$

где  $Nu_*$  — специфическая форма числа Нуссельта, характеризующая суммарный теплообмен в зонах испарения и конденсации.

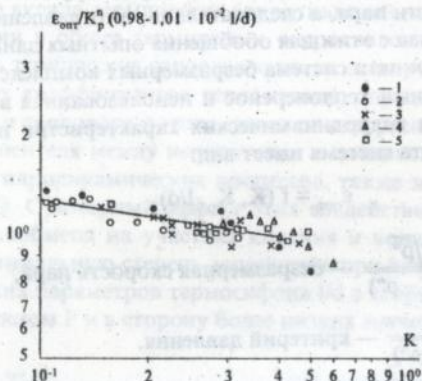


Рис. 2. Обобщение опытных данных по оптимальной степени заполнения: 1, 2 —  $d_{\text{вн}} = 25$  мм (1 — фреон-113, 2 — этанол), 3-5 —  $d_{\text{вн}} = 18$  мм (3 — фреон-11, 4 — фреон-113, 5 — этанол).

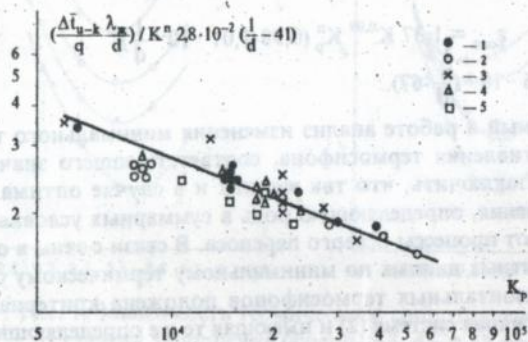


Рис. 3. Обобщение опытных данных по минимальному термическому сопротивлению: 1, 2 —  $d_{\text{вн}} = 25$  мм (1 — фреон-113, 2 — этанол); 3-5 —  $d_{\text{вн}} = 18$  мм (3 — фреон-11, 4 — этанол, 5 — фреон-113).

Результаты обобщения представлены на рис. 3. Как видно из рисунка, опытные данные удовлетворительно обобщаются зависимостью

$$\left(\frac{\Delta \bar{t}_{u-k}}{q}\right)_{\min} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{d} = 3,16 \cdot 10^{-2} K^n K_p^{-0,4} \left(\frac{1}{d} - 41\right), \quad (5)$$

где  $n = 3,25 \cdot 10^{-2} \left(\frac{1}{d} - 59\right)$ .

На втором этапе исследовались закономерности теплообмена отдельно на участках кипения и конденсации промежуточного теплоносителя. На рис. 4 показана зависимость коэффициентов теплоотдачи при кипении фреона-11 от теплового потока и давления при различных значениях исходной степени заполнения для термосифона внутренним диаметром  $d_{\text{вн}} = 18$  мм. Аналогичные зависимости были получены для фреона-113 и этанола. Как видно из графиков коэффициенты теплоотдачи в значительной мере зависят от степени заполнения термосифона жидкостью, увеличиваясь с увеличением последней. Возрастание коэффициентов теплоотдачи с увеличением степени заполнения на наш взгляд в первую очередь связано с увеличением доли поверхности нагрева, омываемой ручьем жидкости. Помимо этого улучшаются также условия орошения остальной поверхности теплообмена каплями жидкости, образующимися в процессе кипения жидкости в ручье, а также условия омывания поверхности выносом парожидкостной смеси в верхнюю часть периметра трубы в угловых зонах поперечного сечения ручья. Сопоставление полученных значений  $\bar{\alpha}_u$  с расчетной зависимостью Г.Н. Даниловой для теплообмена при кипении фреонов в большем объеме показало (рис. 4), что в целом опытные значения коэффициентов теплоотдачи значительно превышают соответствующие расчетные значения для условий большого объема. Вероятно, это происходит вследствие высокой интенсивности теплообмена при испарении тонкой пленки жидкости на свободной от ручья и орошаемой каплями жидкости части поверхности теплообмена горизонтального термосифона.

Обобщение опытных данных по теплообмену при кипении, полученных на различных термосифонах при использовании различных рабочих жидкостей, выполнено на основе зависимости

$$Nu = f(Re, \epsilon), \quad (6)$$

где  $Nu = \frac{\bar{\alpha} d_{\text{вн}}}{\lambda_{ж}}$  — число Нуссельта;

$Re = \frac{q_u d_{\text{вн}}}{r' v'}$  — число Рейнольда;

$\epsilon$  — исходная степень объемного заполнения термосифона.

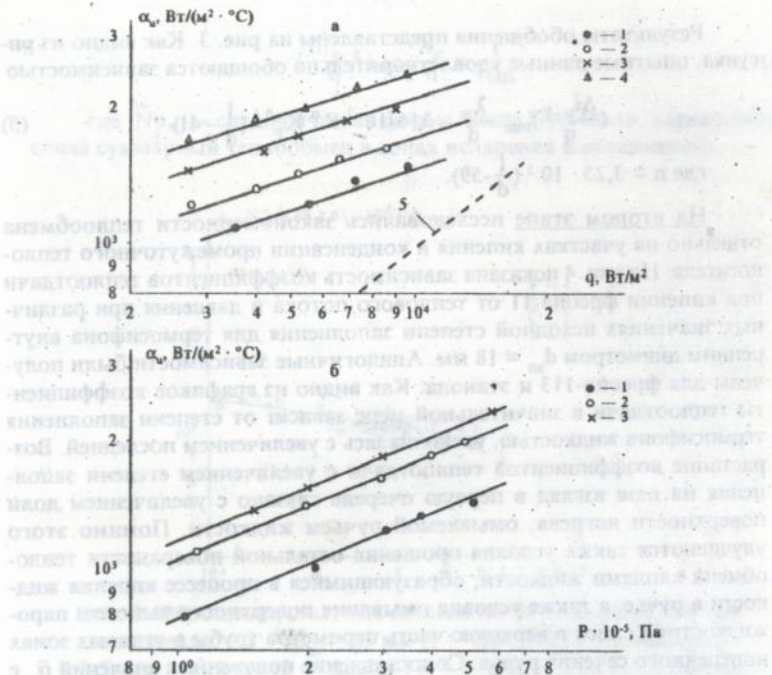


Рис. 4. Зависимость коэффициентов теплоотдачи при кипении фреона-11 от теплового потока и давления ( $d_{\text{вн}} = 18 \text{ мм}$ )  
 а — от теплового потока при  $P = 3,0 \text{ бар}$ , 1 —  $\epsilon = 0,2$ ; 2 —  $0,3$ ;  
 3 —  $0,4$ ; 4 —  $0,5$ ; 5 — по данным Даниловой Г.Н. для условий  
 большого объема; б — от давления при  $q = 4980 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ,  
 1 —  $\epsilon = 0,3$ ; 2 —  $0,4$ ; 3 —  $0,5$ .

Результаты обобщения приведены на рис. 5 в виде

$$\text{Nu}/\epsilon^k = f(\text{Re}), \quad (7)$$

где  $k$  — показатель степени, учитывающий влияние на коэффициенты теплоотдачи степени заполнения в соответствии с результатами, представленными в диссертации (табл. 4.1).

Из рис 5 видно, что опытные данные удовлетворительно обобщаются в указанных координатах. Для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении рекомендовано уравнение

$$\bar{Nu} = 610 Re^{0.25} \epsilon^k, \quad (8)$$

где "k" зависит от рода жидкости и диаметра термосифона.

При использовании приближенного значения показателя степени  $k \approx 0,5$  ошибка в расчете среднего значения коэффициента теплоотдачи для различных рабочих жидкостей не превышает  $\pm 20\%$ .

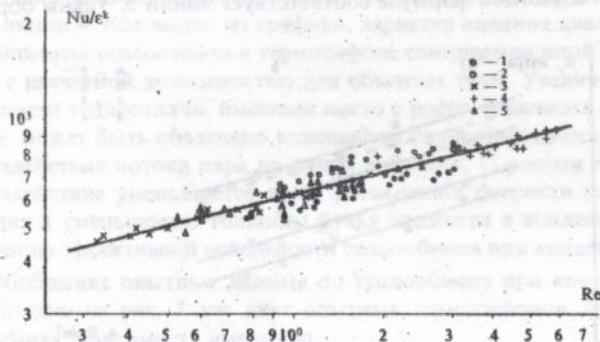


Рис. 5. Обобщение опытных данных по теплообмену при кипении различных жидкостей в горизонтальных термосифонах:

1-3 —  $d_{\text{вн}} = 18$  мм (1 — фреон-11, 2 — фреон-113, 3 — этанол);  
4, 5 —  $d_{\text{вн}} = 25$  мм (1 — фреон-113, 5 — этанол).

Специфика условий теплообмена на конденсационном участке горизонтального термосифона по сравнению с условиями конденсации пара внутри труб горизонтальных конденсаторов заключается прежде всего в протivotочном характере движения пара и ручья жидкости. При этом под действием сил трения на поверхности стенки и на свободной поверхности жидкости происходит существенный перекося уровня ручья жидкости по длине термосифона, что приводит к неконтролируемым условиям заполнения части поверхности теплообмена ручьем жидкости. В результате этого происходит изменение реальной теплообменной поверхности для конденсации паров рабочей жидкости. Наряду с этим имеет место динамическое воздействие потока пара на пленку конденсата, изменяющееся по длине конденсационного участка, что приводит к дополнительному усложнению условий процесса конденсации и затрудняет получение расчетных зависимостей по интенсивности теплообмена.

На рис. 6 представлены опытные данные по коэффициентам теплоотдачи при конденсации паров фреона-11 в термосифоне диаметром  $d_{\text{вн}} = 18$  мм в зависимости от плотности теплового потока в конденсаторе и давления при различных значениях исходной степени заполнения термосифона. Для сопоставления полученных данных с известными зависимостями использованы известные рекомендации по теплообмену при конденсации внутри горизонтальных труб (Гуйго Э.И. Теоретические основы хладотехники. Теплообмен). На рис. 6, а расчет по известной формуле соответствует линии 5. Таким образом,

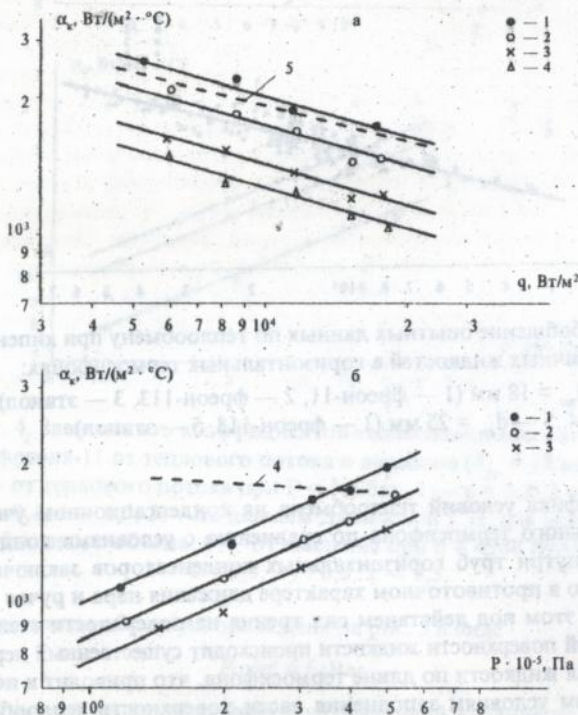


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплопередачи при конденсации паров фреона-11 от теплового потока и давления ( $d_{\text{вн}} = 18$  мм)  
 а — от теплового потока при  $P = 3,0$  бар; 1 —  $\epsilon = 0,2$ ; 2 —  $0,3$ ;  
 3 —  $0,4$ ; 4 —  $0,5$ ; 5 — при конденсации внутри горизонтальной  
 трубы; б — от давления при  $q = 11830$   $\text{Вт}/\text{м}^2$ ; 1 —  $\epsilon = 0,3$ ; 2 —  $0,4$ ;  
 3 —  $0,5$ ; 4 — для горизонтальных труб.

опытные значения коэффициентов теплоотдачи для данного термосифона практически полностью совпадают с расчетом только при минимальном значении исходной степени заполнения  $\epsilon = 0,2$ . При более высоких значениях степени заполнения наблюдается значительное снижение коэффициентов теплоотдачи.

Опытные данные, приведенные на рис 6, б иллюстрируют зависимость коэффициентов теплоотдачи при конденсации в термосифоне от давления рабочей жидкости. Расчет по формуле для труб соответствует линии 4. Как видно из графика, характер влияния давления на коэффициенты теплоотдачи в термосифоне совершенно иной по сравнению с расчетной зависимостью для обычных труб. Увеличение интенсивности теплоотдачи, имеющее место с ростом давления в термосифоне, может быть объяснено изменением гидродинамических условий воздействия потока пара на ручей жидкости. С ростом давления это воздействие уменьшается из-за уменьшения скорости пара, что приводит к уменьшению толщины ручья жидкости в конденсаторе и увеличению эффективной поверхности теплообмена при конденсации.

Обобщение опытных данных по теплообмену при конденсации представлено на рис. 7 для двух опытных термосифонов. При этом обобщенная зависимость имеет вид

$$\bar{Nu} = C\epsilon^{-0,5} \cdot K^n K_p^m, \quad (9)$$

где  $c$ ,  $n$  и  $m$  зависят от отношения  $l/d$  и в первом приближении могут быть определены по соотношениям

$$C = 17,02 - 0,162 \frac{1}{d};$$

$$n = 1,26 - 2,0 \cdot 10^{-2} \frac{1}{d};$$

$$m = 0,14 + 2,28 \cdot 10^{-3} \frac{1}{d}.$$

Полученные зависимости по коэффициентам теплоотдачи на участках кипения и конденсации могут быть использованы для расчета общего термического сопротивления термосифона

$$\frac{\Delta \bar{t}_{u-k}}{Q} = \frac{1}{\bar{\alpha}_u(\epsilon) \cdot F_u} + \frac{1}{\bar{\alpha}_k(\epsilon) \cdot F_k} = f(\epsilon), \quad (10)$$

анализ которого позволяет расчетным путем определить рабочие характеристики (оптимальную степень заполнения и минимальное термическое сопротивление) для термосифонов с произвольными размерами на участках подвода и отвода теплоты.

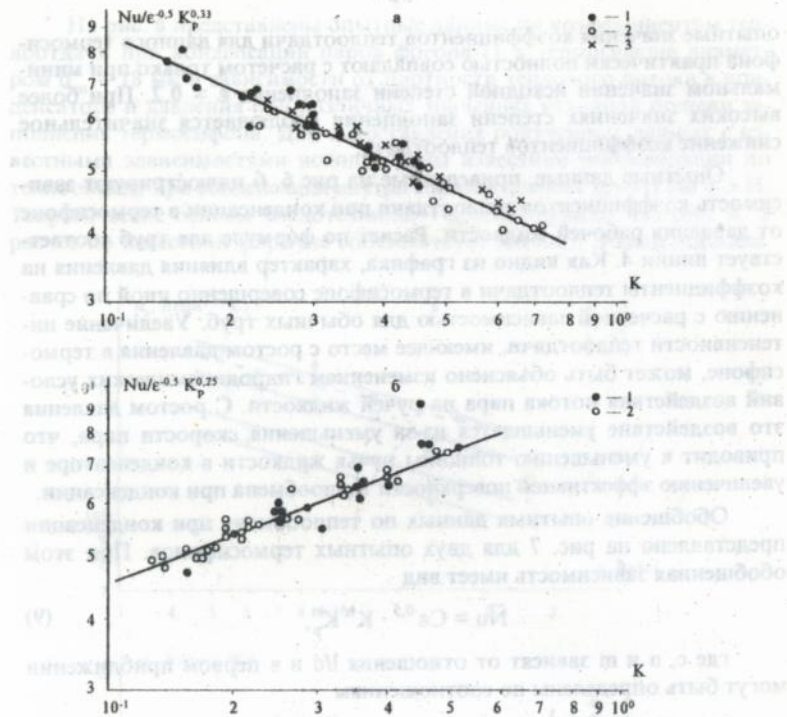


Рис. 7. Обобщение опытных данных по теплообмену при конденсации  
 а — для термосифона  $d_{\text{вн}} = 18$  мм,  $l = 1500$  мм  
 (1 — фреон-11, 2 — фреон-113, 3 — этанол)  
 б — для термосифона  $d_{\text{вн}} = 25$  мм,  $l = 1200$  мм  
 (1 — фреон-113, 2 — этанол).

### Общие выводы

1. Важнейшим условием эффективной работы горизонтальных двухфазных термосифонов является выбор оптимального значения степени объемного заполнения термосифона рабочей жидкостью, обеспечивающей такие условия работы испарителя и конденсатора,

при которых достигается минимальное значение внутреннего термического сопротивления устройства.

2. В условиях равенства поверхностей теплообмена в испарителе и конденсаторе оптимальное значение степени заполнения и минимальное термическое сопротивление зависят от режимных параметров (плотности теплового потока и давления рабочей жидкости), рода рабочей жидкости, а также относительной длины термосифона  $l/d_{\text{ин}}$ .

3. В целом увеличение внутреннего диаметра и уменьшение длины стабилизирует работу термосифона и приводит к уменьшению оптимальной степени заполнения.

4. Значения средних коэффициентов теплоотдачи на испарительном участке зависят от режимных параметров ( $\epsilon$ ,  $q$  и  $P$ ), рода рабочей жидкости и диаметра термосифона. В свою очередь влияние режимных параметров существенно зависит от рода рабочей жидкости и диаметра термосифона и во всей области параметров сохраняет положительное значение.

5. Значения средних коэффициентов теплоотдачи на конденсационном участке горизонтального термосифона зависят от режимных параметров ( $\epsilon$ ,  $q$  и  $P$ ), рода рабочей жидкости и диаметра термосифона. При этом коэффициенты теплоотдачи уменьшаются с увеличением исходной степени заполнения, однако сложным образом зависят от остальных параметров термосифона.

6. Предложенная методика, а также полученные обобщенные зависимости по интенсивности теплообмена на испарительном и конденсационном участках позволяют рассчитать оптимальную степень заполнения и минимальное термическое сопротивление горизонтальных термосифонов в различных условиях их практического применения.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

1. Мунзер Рабах, М.К. Безродный, В.Ф. Мокляк, А.В. Левинский. Влияние степени заполнения на внутреннее термическое сопротивление горизонтального термосифона. — *Engineers Magazine* (Иордания), July, 1996, с. 65-67.

Установлено существование основных режимов работы горизонтального термосифона, а также закономерность изменения температуры стенки термосифона от давления и степени заполнения, для которой определен оптимум.

2. М.К. Безродный, В.Ф. Мокляк, Мунзер Рабах. Термическое сопротивление горизонтальных двухфазных термосифонов. Материа-

лы IX симпозиума по тепло- и массообмену, Августово (Польша), 1995, с. 75-82.

Установлено существование минимума термического сопротивления и оптимальной степени заполнения горизонтального термосифона для различных теплоносителей, давлений и плотностей теплового потока.

3. Безродный М.К., Мокляк В.Ф., Мунзер Рабах. Теплообмен в горизонтальных двухфазных термосифонах для утилизаторов низкопотенциальной теплоты. Тезисы докладов V научно-практической конференции по вопросам развития и внедрения техники и технологий использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Киев, 1996, с. 57.

Установлены закономерности интенсивности теплообмена на участках кипения и конденсации горизонтального термосифона.

### Анотація

Мунзер Рабах. Теплообмін при кипінні та конденсації в горизонтальних двофазових термосифонах. Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.05 — теоретична теплотехніка, Національний технічний університет України, "Київський політехнічний інститут", Київ, 1996.

Захищається дисертація, в якій: експериментально досліджено оптимальна ступінь заповнення та мінімальний термічний опір термосифонів з однаковими розмірами в зонах допровадження та відведення теплоти, вивчені закономірності теплообміну на ділянках випаровування та конденсації робочого теплоносія, запропонована методика розрахунку робочих характеристик горизонтальних термосифонів з довільними вимірами на ділянках допровадження та відведення теплоти.

### Summary

Monther Rabah. Heat exchange during boiling and condensation in horizontal two-phase thermal siphons. Manuscript.

Thesis for a Candidate of Technical Sciences Degree in speciality 05.14.05 "Theoretical Heat Engineering", National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnical Institute", Kiev, 1996.

The thesis is defended in which: the optimum state of fullness and minimum thermal resistance of the thermosyphons with equal dimensions on the boiling sections and condensation of the working fluid was experimentally studied, the basics of the heat exchange on the boiling and condensation sections of the working fluid, were investigated, methods of calculation of working characteristics of the horizontal thermosyphons with arbitrary dimensions on the sections of conveyance and leadaway of heat was suggested.

Ключові слова: горизонтальний термосифон, коефіцієнт тепловіддачі, теплообмін, кипіння, конденсація, оптимальний ступінь заповнення, термічний опір.

Подл. к печ. 04.11.96.

Формат 60×84/16.

Бумага тип. № 1. Способ печати офсетный. Услови. печ. л. 0,23.

Услови. кр.-отт. 2-ур. Уч.-изд. л. 1,0.

Тираж 100. Зак. № 6-3780.

Фирма «ВІПОЛ»

252151, г. Киев, ул. Волинская, 60.

437189

Ar 26008

AB 36.008

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.