

4432697
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

САВЕЛЛО АЛЕКСАНДР ЕВГЕНЬЕВИЧ

УДК 536.248.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ
РАБОТЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

05.14.05—Теоретические основы теплотехники

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва—1985

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель-кандидат технических наук,
доцент Хвостов В.И.

Официальные оппоненты- доктор технических наук,
профессор Мотулевич В.П.,
кандидат технических наук
Тарасов В.С.

Ведущее предприятие- Институт высоких температур
Академии наук СССР

Защита состоялась ~~"16 декабря"~~ 1985 г. в 14 часов на заседании специализированного совета К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская наб., д. 1, корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба направлять по адресу: 107005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, МВТУ им. Н.Э.Баумана, ученому секретарю специализированного совета К.053.15.05

Авт

Уч

специализ

к

М432691

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Одним из наиболее эффективных путей улучшения технико-экономических показателей теплообменной аппаратуры является использование тепловых труб. Для установления пригодности тепловой трубы в качестве элемента системы, работающей в динамических режимах, необходимо уметь рассчитывать следующие динамические характеристики тепловой трубы: температурное поле, температуру и давление пара в паровом канале, составляющие теплового баланса зон тепловой трубы, минимальное из ограничений теплотеноса, инерционность. В теории динамических режимов работы тепловых труб есть две разные по содержанию проблемы: динамика запуска тепловых труб с замороженным теплоносителем и динамические режимы работы тепловых труб с расплавленным теплоносителем. Ни одна из этих проблем до настоящего времени не получила удовлетворительного решения вследствие сложности их теоретического анализа, что определяет актуальность изучаемого вопроса.

Цель исследования заключается: а) в разработке физической и математической моделей процесса, б) в разработке конечно-разностной методики расчета динамических характеристик тепловой трубы, в) в проведении экспериментального и теоретического исследования динамических режимов работы нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб с расплавленным теплоносителем, г) в разработке инженерной методики расчета динамических характеристик тепловой трубы, д) в разработке метода расчета каллидрного ограничения теплотеноса при динамических режимах работы тепловых труб.

Методы исследования. Поставленные цели достигаются: а) путем численного решения двумерной системы анизотропных уравнений теплопроводности с нелинейными граничными условиями, б) путем аналитического расчета по инженерным формулам, в) путем экспериментального исследования динамических характеристик тепловых труб, выполненного с использованием приборов и датчиков температуры, давления и расхода.

Научная новизна. Сформулированы новые физическая и математическая модели динамических режимов работы нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб. Разработана конечно-разностная методика расчета на ЭВМ двумерного нестационарного температурного поля тепловой трубы, составляющих теплового баланса каждой из ее зон, температуры и давления пара в паровом канале. Сформулированы

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1432691

Савелло А.Е. Исследование



упрощенная математическая модель динамических режимов работы тепловых труб и получено ее аналитическое решение, новый метод расчета капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы низкотемпературных тепловых труб. Проведено экспериментальное исследование их динамических режимов работы, результаты которого сопоставлены с расчетом по разработанным методам.

Диссертант вносит на защиту:

- физическую модель динамических режимов работы тепловых труб,
- методику численного расчета их динамических характеристик,
- методику инженерного расчета их динамических характеристик,
- методику расчета капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы тепловых труб,
- результаты экспериментального исследования динамических режимов работы низкотемпературных тепловых труб.

Практическая ценность полученных результатов заключена в предложенных методах расчета динамических характеристик тепловых труб и их капиллярного ограничения теплопереноса при этих режимах.

Реализация результатов работы. Результаты работы используются в расчете динамических характеристик тепловых труб и их капиллярного ограничения теплопереноса.

Апробация работы. Результаты работы докладывались и обсуждались на Московском межвузовском семинаре по тепло- и массообмену (Москва, 1976, 1977, 1978 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано пять печатных работ. Материалы исследований использованы при составлении трех научно-технических отчетов.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложения. Работа изложена на 275 страницах, включающих 143 страницы текста, 80 рисунков, 2 таблицы, список литературы из 139 наименований на 14 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность исследуемой проблемы, сформулированы цели и задачи исследования.

Первая глава диссертации посвящена аналитическому обзору опубликованных исследований тепло- и массообмена в тепловых трубах. Анализ методов расчета динамических характеристик тепловых труб показал, что существенные расхождения расчетов с экспериментом

обусловлены рядом допущений физических моделей, принятых без надлежащей оценки и опытной проверки. Наиболее существенны следующие: пренебрегается аксиальным теплопереносом по оболочке и фитилю, исключается из анализа течение пара в паровом канале, пренебрегается изменением параметров состояния пара вдоль парового канала, адиабатная зона считается теплоизолированной по внутренней поверхности. Из анализа литературы следует, что при динамических режимах работы тепловой трубы возможно существование следующих ограничений теплопереноса: звукового, вязкостного по взаимодействию потоков пара и жидкости, капиллярного. Первые три ограничения не исследованы. Капиллярное ограничение рассмотрено только для изотермических тепловых труб. В диссертационной работе поставлены следующие задачи: разработка метода расчета динамических характеристик нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб, свободного от части перечисленных упрощений; исследование капиллярного ограничения теплопереноса; проведение необходимых экспериментальных исследований как с целью подтверждения физической модели и метода расчета, так и для выявления характерных особенностей динамических режимов работы низкотемпературных тепловых труб.

Вторая глава содержит физическую и математическую модели динамических режимов работы нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб. Разработана двумерная конечно-разностная методика расчета на ЭВМ динамических характеристик: проведена конечно-разностная аппроксимация, приведены алгоритм и описание программы решения задачи на ЭВМ. Метод расчета динамических режимов работы нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб с расплавленным теплоносителем основан на следующей физической модели (см. рис. 1): 1) тепловая труба состоит из зон испарения, адиабатной и конденсации; 2) адиабатная зона теплоизолирована только по наружной поверхности; 3) теплоноситель в паровой фазе как в динамическом, так и в стационарных режимах работы тепловой трубы подчиняется уравнению состояния идеального газа; 4) в любой момент рассматриваемого процесса температура и давление пара считаются не зависящими от координат в пределах каждой из зон, причем температура пара предполагается равной среднесurfaceной температуре жидкости на поверхности фазового перехода; 5) пар находится в равновесии с жидкостью в пределах каждой из зон, т.е. изменение температуры пара и его давления удовлетворяют уравнению Клайпе-

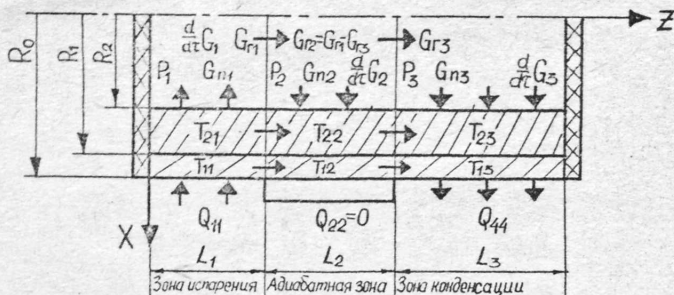


Рис.1. Схема тепловой трубы (к физической модели)

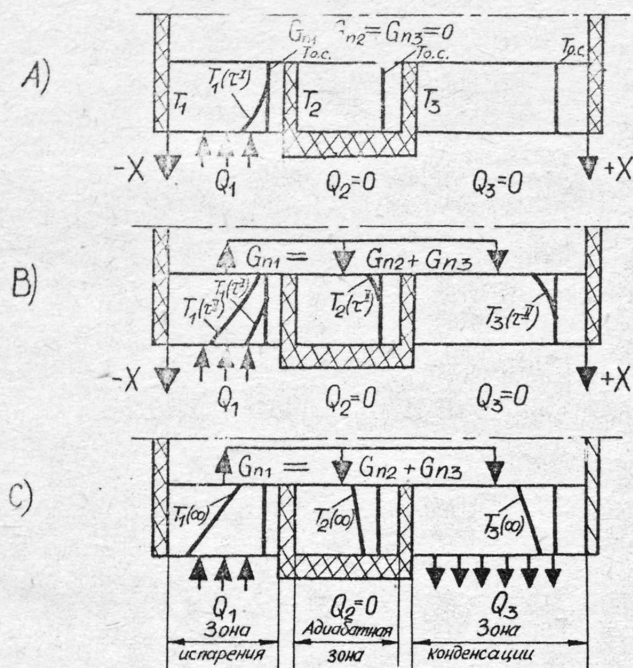


Рис.2. Схема тепловой трубы (к одномерной модели).

А-первая стадия, В-вторая стадия, С-третья стадия.

рона-Клаузиуса; 6) во всех зонах теплоота через фитиль в осевом и радиальном направлениях передается теплопроводностью; 7) принимается равномерный по длине теплоподвод в зоне испарения и конвективное противоточное охлаждение зоны конденсации при постоянном значении коэффициента теплоотдачи на ее наружной поверхности; 8) во всех возможных режимах работы тепловой трубы количество жидкости считается постоянным, а количество пара переменным, т.к. количество жидкости в 100-200 раз больше количества пара, хотя количество пара может измениться на порядок вследствие изменения его температуры и давления; 9) вследствие малой температурной расширяемости жидкости в рассматриваемом диапазоне рабочих температур при принятом неизменном ее количестве, можно полагать постоянным объем парового канала каждой из зон; 10) торцы тепловой трубы теплоизолированы. В отличие от известных моделей учтены: возможность фазовых переходов на внутренней поверхности адиабатной зоны, аксиальный теплоперенос теплопроводностью по оболочке и фитилю, изменение параметров состояния пара вдоль парового канала, изменение массы пара в каждой из зон, перепад давления по пару, температурная зависимость кинематического коэффициента вязкости пара. Принято: свойства пара берутся по среднеповерхностной температуре поверхности фазового перехода каждой из зон. Схема рабочего процесса тепловой трубы представлена на рис. 1. Учитывая различие коэффициентов теплопроводности вдоль и поперек фитиля и пренебрегая его кривизной, математическая формулировка задачи представлена в следующем виде. Оболочка и фитиль соответственно:

$m=1$ — зона испарения, $m=2$ — адиабатная зона, $m=3$ — зона конденсации.

$$\frac{\partial T_{n1}(x, z)}{\partial z} = \frac{\partial T_{n3}(x, z)}{\partial z} = 0 \quad , (3) \quad n = 1 - \text{оболочка}, n = 2 - \text{фитиль},$$

$$\partial T(x, z) / \partial z = \partial T(x, z) / \partial z, T(x, z) = T(x, z) \quad (4)$$

$$\lambda \frac{\partial T_{1m}}{\partial x}(R_0, z, \tau) = \begin{cases} m=1, q(\tau); \\ m=2, 0; \\ m=3, \alpha_3 [T_{13}(R_0, z, \tau) - T_{ac} + \frac{2\pi R_0}{(Gc)_{ac}} \int_{L_1+L_2}^{L-z} \lambda \frac{\partial T_{12}}{\partial x}(R_0, z, \tau) dz] \end{cases} \quad (5)$$

г) "сшивки" на внутренней поверхности оболочки:

$$\lambda \frac{\partial T_{1m}}{\partial x}(R_1, z, \tau) = \lambda_x \frac{\partial T_{2m}}{\partial x}(R_1, z, \tau), \quad T_{1m}(R_1, z, \tau) = T_{2m}(R_1, z, \tau) \quad (6)$$

д) условие на поверхности фазового перехода состоит в равенстве теплового потока, подводимого теплопроводностью, тепловому потоку, расходуемому на испарение (конденсацию). Расход пара через межфазную поверхность определяется из соотношения:

$$-\lambda_x \partial T_{2m}(R_2, z, \tau) / \partial z = h G_{nm} (2\pi R_2 L_m)^{-1} \quad (7)$$

Принято, что при насыщенном, но не заложенном фитиле доля активной поверхности испарения равна пористости фитиля. Конденсация происходит на всей поверхности фитиля. Заглублением менисков пренебрегается. Расход пара через межфазную поверхность выражается через изменение количества пара в m -ой зоне $dG_m/d\tau$ и через расход пара через границы зон G_{rm} :

$$G_{nm}(\tau) = dG_m(\tau)/d\tau + G_{rm}(\tau) \quad (8)$$

Выражение для изменения количества пара в зоне получено с учетом допущений, что пар подчиняется уравнению состояния идеального газа, а объем парового канала постоянен, в виде:

$$\frac{dG_m(\tau)}{d\tau} = G_0 \frac{\bar{T}_m(R_2, 0)}{T_{2m}(R_2, \tau)} \left[h / (R \bar{T}_{2m}(R_2, \tau)) - 1 \right] \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_1}{T_{2m}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_1}{T_{2m}}(R_2, \tau) \right) \right] \frac{d\bar{T}_{2m}(R_2, \tau)}{d\tau} \quad (9)$$

Выражения для расхода пара через границы зон G_{rm} получено в предположении ламинарного режима течения пара и применимости в динамическом режиме формулы Буссе, полученной для стационарного ламинарного течения пара в тепловой трубе:

$$G_{rm} = \begin{cases} \text{для зоны испарения, } m=1: \\ \frac{\pi D_1^3}{64 \eta L_1} \left\{ \rho_1 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_1}{T_{21}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_1}{T_{21}}(R_2, \tau) \right) \right] - \rho_2 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, \tau) \right) \right] \right\} \\ \text{для адиабатной зоны, } m=2: \\ \frac{\pi D_1^3}{64 \eta L_1} \left\{ \rho_1 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, \tau) \right) \right] - \rho_2 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_1}{T_{22}}(R_2, \tau) \right) \right] \right\} - \\ \frac{\pi D_2^3}{64 \eta (2L_2 L_3)} \left\{ \rho_2 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_2}{T_{22}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_2}{T_{22}}(R_2, \tau) \right) \right] - \rho_3 \exp \left[\frac{h}{R} \left(\frac{\bar{T}_2}{T_{23}}(R_2, 0) - \frac{\bar{T}_2}{T_{23}}(R_2, \tau) \right) \right] \right\} \end{cases} \quad (10)$$

для зоны конденсации, $m=3$:

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \left(\rho_1 \exp \left[\frac{h}{R} (T_{22}'(R_2, 0) - T_{22}'(R_2, z)) \right] - \rho_3 \exp \left[\frac{h}{R} (T_{23}'(R_2, 0) - T_{23}'(R_2, z)) \right] \right)$$

Начальные условия либо задаются (при запуске или охлаждении из стационарного режима работы), либо определяются в результате расчета (при переменной работе) в виде:

$$T_{mm} = T(x, z, 0); \quad G_m(x=0) = G_m(0) \quad (II)$$

Т.о., однозначное решение задачи обусловлено системой дифференциальных уравнений (I-7, II) и дополняющих их (8-10), определенностью геометрии рассматриваемой области и совокупностью физических свойств этой области. Своеобразие задачи, сформулированной относительно текущей температуры T_{mm} , состоит в том, что граничное условие (7) и дополняющие его (8-10) поставлены для среднеповерхностной температуры межфазной поверхности T_{mm} . Это условие нелинейно и содержит производную по времени от указанной температуры. Задача в такой постановке не имеет аналитического решения. Решение получено численным методом с использованием ЭВМ. В паровом канале тепловой трубы три узла конечно-разностной сетки в отличие от И.Н. Авакяна и Д. Вануса, где при численном счете берется один узел и тем самым не учитывается гидродинамика течения пара в паровом канале, изменение его параметров состояния. Термическое сопротивление оболочки заменено равным термическим сопротивлением фитиля, а поставленная задача (I-7, II), (8-10) сформулирована в виде задачи для фитиля, в каждой из зон которого исключены условия "сшивки" на поверхности контакта оболочка-фитиль, условия "сшивки" по оболочке на границах зон и условия теплоизоляции торцов оболочки. Условия подвода и отвода теплоты на наружных поверхностях оболочки заменены теми же условиями на соответствующих поверхностях фитиля. Для проведения расчетов составлена программа на языке "ФОРТРАН" для ЭВМ Минск-32. На стадии эскизного проектирования тепловых труб необходима простая и надежная методика расчета их динамических характеристик. В связи с этим получена одномерная методика расчета динамических режимов работы низкотемпературных тепловых труб как следствие двумерной (I-II) при следующих допущениях: пренебрегается теплопереносом вдоль оболочки и фитиля, т.е. каждая зона тепловой трубы считается изотермичной по длине; пренебрегается аккумуляцией теплоты паром в паровом канале, перепадом давления

и, следовательно, температуры по пару вдоль парового канала; принят равномерный по длине теплопровод от наружной поверхности зоны конденсации при постоянном во времени коэффициенте теплоотдачи ($d_3 = \text{const}$), а температура охлаждающей среды $T_{oc} = \text{const}$. Такой подход предполагает равенство нулю алгебраической суммы тепловых потоков на поверхностях фазового перехода в любой момент процесса. При динамических режимах работы тепловых труб можно выделить три стадии, следующих одна за другой и отличающихся родом граничных условий на поверхностях фазового перехода и наружной поверхности зоны конденсации. Начало первой стадии соответствует началу подвода мощности к наружной поверхности зоны испарения, а конец — началу роста температуры ее межфазной поверхности, за которое в упрощенной модели принимается момент достижения некоторого превышения этой температуры над начальной при приближении к межфазной поверхности, т.е. при $X \rightarrow 0$ (см. рис. 2А). Длительность первой стадии τ^I . Начало второй стадии совпадает с окончанием первой (см. рис. 2В), а конец с моментом τ^{II} начала роста температуры наружной поверхности зоны конденсации, за которое в упрощенной модели принимается момент достижения некоторого превышения ее температуры над температурой окружающей среды при приближении к наружной поверхности зоны конденсации, т.е. при $X \rightarrow \delta_3$. Длительность второй стадии $\tau^{\text{II}} - \tau^I$. Начало третьей стадии совпадает с окончанием второй, а концом полагается момент достижения практически стационарного состояния. Для общности плотность теплового потока на наружной поверхности зоны испарения задана в виде экспоненциальной функции времени. С учетом сказанного сформулированы задачи о температурном поле тепловой трубы на каждой из трех стадий динамического режима. Аналитические решения этих задач получены методом интегрального преобразования Лапласа в виде рядов. Показано теоретически и экспериментально подтверждено, что достаточно первого члена рядов-решений для описания с удовлетворительной точностью температурного поля каждой зоны тепловой трубы. Получены графические зависимости для определения температурного поля тепловой трубы при различном сочетании теплофизических свойств и геометрических параметров труб и тей в каждой из зон, при различных условиях подвода и отвода теплоты. С учетом различия среднеобъемных температур по зонам тепловой трубы, а также осевого теплопереноса по оболочке и фитилю, получено соотношение для каппилярного ограничения теплопереноса низкотемпературных

тепловых труб, учитывающее явления гистерезиса при осушении фитиля, в виде:

$$\delta/(z_1' + z_2') = Q_{13} \sum_{n=1}^3 \gamma_{хсн} (\bar{T}_n / k_n S_n l_n)^{-1} + \frac{dQ_{13}}{dz} \sum_{n=1}^3 l_{эн} (k_n \varepsilon S_n)^{-1} + g \sin \varphi \sum_{n=1}^3 l_{нн} \rho_{хс} (\bar{T}_n) \quad (12)$$

Здесь: Q_{13} - тепловой поток на межфазной поверхности зоны испарения; $l_{эн}$ - эффективная длина n -ой зоны; l_n - длина n -ой зоны; k - коэффициент проницаемости фитиля; ε - объемная пористость; S - сечение фитиля; z_1 и z_2 - главные радиусы кривизны мениска.

Третья глава диссертации содержит описание методических вопросов эксперимента. Эксперименты проводились на тепловых трубах, сводка параметров которых приведена в таблице 1, а режимов - в таблице 2.

Таблица 1.

Конструктивные параметры тепловых труб

№ т.т.	Длина зон, мм $l_1 / l_2 / l_3$	Оболочка	Фитиль
1	85/50/115	Ø18x0,3 мм 12X18Н10Т	Вставной, три слоя сетки саржевого переплетения №385. Диаметр проволоки основы 0,095мм, утка 0,055мм, эффективный радиус порн 0,0146 мм, объемная пористость 0,62, номинальный объем пор $6,8 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, материал 12X18Н10Т. Прижатие к оболочке пружиной из проволоки Ø 0,6мм, шаг 15мм, материал 12X18Н10Т. Теплоноситель вода, ацетон.
2	100/122/188 186/34/188	Ø 20x1 мм 12X18Н10Т	Вставной, 10 слоев сетки №0071 саржевого переплетения по ГОСТ 5632-61, номинальный размер сторон ячейки в сету 0,071 мм, диаметр проволоки утка и основы 0,055мм, толщина фитиля 1,1мм, объемная пористость 0,72 по ГОСТ 5636-61, проницаемость $k = 60 \times 10^{-10} \text{ м}^2$, номинальный объем пор $17,5 \times 10^{-6} \text{ м}^3$. Материал 12X18Н10Т. Прижатие фитиля к стенке обеспечивается протягиванием конической оправки. Теплоноситель вода.

Мощность к зоне испарения подводилась от нагревателя из нихромовой проволоки, намотанной на поверхность трубы, покрытой слюдяной подложкой. Теплосъемность нагревателя тепловой трубы №1 составляет не более 3%, тепловой трубы №2 не более 1% от общей теплосъемности. При надлежащей теплоизоляции нагревателей граничное условие второго рода удовлетворяется достаточно точно. Измерение мощности, передаваемой тепловой трубой, производилось калориметрическим методом. Температура вдоль наружной поверхности тепловых труб измерялась термопарами, припаянными в 13 и 20 точках соответственно для тепловых труб №1 и 2. Температура пара в паровом канале измерялась одной термопарой в адиабатной зоне для тепловой трубы №1 и тремя термопарами для тепловой трубы №2, помещенными в каждой из зон. Давление пара в паровом канале измерялось датчиками перепада давления типа ДДМ: в начале зоны испарения тепловой трубы №1 и вблизи торцов тепловой трубы №2. Ошибка измерения температуры составляет не более $\pm 0,35\text{K}$, давления $\pm 3(1 + (380 - T)/90)\%$ от диапазона измерения в интервале температур от 290 до 380K; мощности, отводимой от зоны конденсации, $\pm 2\text{Вт}$; мощности нагревателя не более 1% от измеряемой величины. Тепловая труба №1: в режимах 59-81 теплоноситель ацетон, в остальных режимах - вода. Тепловая труба №2: режимы 27-31 - предельные стационарные, режимы 35-42 - предельные динамические, режимы 3-26 - допредельные динамические. Для предельных режимов в графе " $Q_{\text{н}}$ " таблицы 2 указаны тепловые потоки " Q_{13} ". Во всех режимах, кроме 59-81, теплоноситель вода.

Четвертая глава диссертации содержит результаты экспериментального исследования динамических режимов работы тепловых труб и их сравнение с расчетом. Цели эксперимента: проверка одно- и двумерной методик расчета путем сравнения рассчитанных температурных полей; составление теплового баланса каждой из зон; давления пара с измеренными непосредственно либо полученными путем косвенных измерений; исследование радиального теплопереноса в зонах испарения и конденсации для подтверждения физической модели; определение эффективных коэффициентов теплопроводности фитилей, что необходимо для определенности при расчетах по обеим методикам; определение постоянной гистерезиса фитилей тепловых труб, необходимой для расчета капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы; исследование капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы

Сводка режимов тепловых труб

Таблица 2.

№ т.т.	Длина зон, мм $l_1 / l_2 / l_3$	Исследованные режимы динамические	стационарные	Диапазоны изменения		Изменение во времени Q_{II}
				Q_{II} , Вт	ΔT , град. Ц.	
1	85, 50/115	2-13, 82-85		0-66	288-370	0,02-0,2 <i>const</i>
			14-58	0-119	288-365	0,02-0,72 <i>const</i>
			59-81	0-23	288-310	0,022-0,4 <i>const</i>
2	100/122/188	3-9		0-145	288-385	0,02-0,53 <i>const</i>
		11-15		0-172	288-368	0,02-0,7 $Q_{II} [1 - \exp(-\eta/300)]$
		39-42		0-190	288-380	0,02-0,88 <i>const</i>
			31-34	0-196	288-360	0,02-0,62 <i>const</i>
2	188/34/188	16-21		0-160	288-351	0,02-0,45 <i>const</i>
		35-38		0-340	288-375	0,02-1,02 <i>const</i>
			27-30	0-345	288-380	0,02-1,06 <i>const</i>

тепловых труб. Проведенное экспериментальное исследование радиального теплопереноса в зонах испарения тепловых труб подтвердило допущение физической модели об испарительном режиме работы в диапазоне изменения мощности вплоть до ее предельного значения. Определенная по опытным данным температурная зависимость эффективного коэффициента теплопроводности заполненных водой и азотом фитилей согласуется с формулой Горинга-Черчилля с точностью $\pm 7\%$ и составляет $0,84 - 1 \text{ Вт/(мК)}$ и $0,29 - 0,26 \text{ Вт/(мК)}$ соответственно в исследованном диапазоне температур. Сопоставление экспериментальных данных о динамических характеристиках с расчетом представлено на рис. 3. Сопоставление измеренных температур и давления пара в паровом канале с соответствующими расчетными значениями, а также с их значениями на линии насыщения подтвердило положение физической модели о

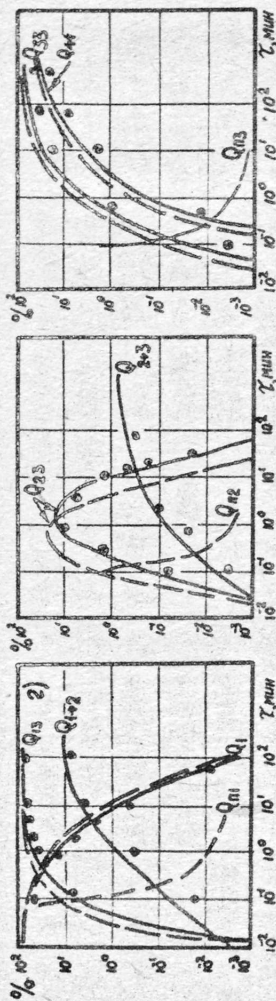
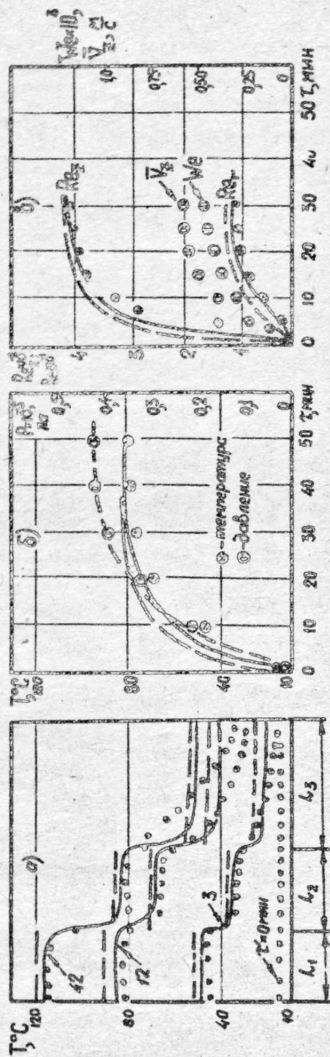


Рис. 3. Динамические характеристики тепловых труб. $Q_M = 145 \text{ Вт}$; $d_3 = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$; $L_1 = 0,1 \text{ м}$; $L_2 = 0,122 \text{ м}$; $L_3 = 0,188 \text{ м}$; $q = 0$. Точки-эксперимент, — расчет по двумерной модели, — расчет по одномерной модели, ---- на линии насыщения.

равновесном состоянии жидкости и ее пара (см. рис. 3б). Установлено, что течение пара в паровом канале при динамических режимах работы исследованных тепловых труб вплоть до предельного — ламинарное, т.к. $Re_z^{max} < 16$, $Re_z^{max} < 10^5$, а пульсации давления и температуры пара не обнаружено в пределах погрешности эксперимента (см. рис. 3в). При этом значения критерия Вебера $We < 2\pi$, а скорость пара не превышает $\bar{V}_z < 1 \text{ м/с}$ (см. рис. 3в), что исключает ограничения теплопереноса по скорости звука и взаимодействию потоков жидкости и пара. Аксиальные тепловые потоки по оболочке и фитилю на границах зон составляют до 20% от подводимой мощности, что приводит к необходимости их учета (см. рис. 3г). В работе показано, что формула Буссе, полученная для перепада давления по пару при стационарной работе тепловых труб, применима и для их динамических режимов. Установлено, что режим охлаждения (нагрева) тепловых труб близок к регулярному. Регуляризация наступает в последовательности: наружная поверхность зоны конденсации — поверхность фазового перехода — наружная поверхность зоны испарения. С использованием обеих расчетных моделей получены графические зависимости среднеповерхностных температур зон при запуске с подводом мощности скачком и по экспоненте при различных сочетаниях геометрических параметров зон, их теплофизических свойств, интенсивности подвода и отвода теплоты, позволившие выявить влияние этих параметров на динамические характеристики низкотемпературных тепловых труб. В работе проведено экспериментальное исследование капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы низкотемпературных тепловых труб и проведено его сопоставление с расчетом по соотношению (12), где постоянная гистерезиса H определялась по измеренным значениям капиллярного ограничения при стационарной работе, а теплофизические свойства теплоносителя определялись по среднеобъемной температуре каждой из зон, найденной по одно- и двумерным расчетным моделям (см. рис. 4). Превышение температур рассчитанных над измеренными (см. рис. 3а) приводит не только к более высокому рассчитанному капиллярному ограничению, но и более его раннему достижению в сравнении с экспериментом (см. рис. 4б, в), что связано с отмеченным М.Н.Ивановским повышением капиллярного ограничения теплопереноса при повышении общего температурного уровня.

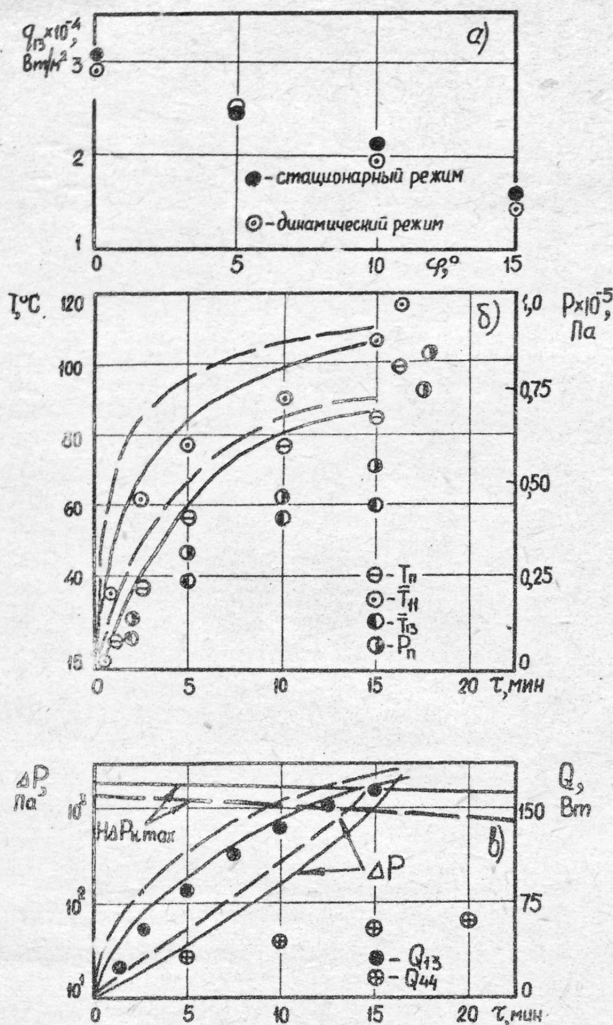


Рис. 4. Капиллярное ограничение теплопереноса при запуске тепловой трубы.

$Q_n = 0,6 \text{ кВт}$; $q_{13}^{\max} = 2,9 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$; $\varphi = 0$; $L_1 = 0,1 \text{ м}$; $L_2 = 0,122 \text{ м}$;
 $L_3 = 0,188 \text{ м}$; — расчет по двумерной модели;

— расчет по одномерной модели.

ВЫВОДЫ

1. Анализ работ по исследованию динамических режимов работы тепловых труб позволил установить, что отсутствуют удовлетворительные методы расчета как динамических характеристик, так и ограничений теплопереноса.
2. Разработана новая математическая модель динамических режимов работы нерегулируемых низкотемпературных тепловых труб, в которой отсутствует ряд упрощений, содержащихся в известных моделях.
3. На основе математической модели разработаны: а) конечно-разностная методика расчета на ЭВМ двумерного температурного поля тепловой трубы, составляющих теплового баланса каждой из ее зон, температуры и давления пара в паровом канале при динамических режимах работы низкотемпературных тепловых труб в режиме испарения и конденсации на поверхностях фазового перехода; б) аналитическая упрощенная методика расчета одномерного температурного поля тепловой трубы и передаваемой мощности при ее динамических режимах работы; в) методика расчета капиллярного ограничения теплопереноса при динамических режимах работы низкотемпературных тепловых труб.
4. Выполнен эксперимент по определению следующих динамических характеристик тепловых труб: температурного поля вдоль наружной поверхности, температуры и давления пара в паровом канале, составляющих теплового баланса каждой из зон тепловой трубы, критериев Рейнольдса аксиального и радиального, средней скорости пара на выходе из зоны испарения, критерия Вебера. Проведено экспериментальное исследование: температурной зависимости эффективных коэффициентов теплопроводности сеточных фитилей в интервале температур 280–400К, вклада конвективной составляющей в радиальный теплоперенос, влияния изменения параметров состояния теплоносителя на толщину пленки жидкости в фитиле, инерционности тепловых труб и капиллярного ограничения теплопереноса.
5. Хорошее согласие рассчитанных по двумерной конечно-разностной методике динамических характеристик низкотемпературных тепловых труб с соответствующими опытными значениями подтвердило адекватность принятой модели реальному процессу и применимость этой методики.
6. Удовлетворительное согласие рассчитанных по упрощенной одномерной методике динамических характеристик низкотемпературных тепловых труб с соответствующими опытными значениями позволяет исполь-

зовать ее для оценки этих динамических характеристик.

7. Введение в расчетные методики экспериментальных значений эффективных коэффициентов теплопроводности сеточных фитилей позволило учесть ряд факторов, сопровождающих радиальный и аксиальный теплоперенос.

8. Удовлетворительное согласие рассчитанных значений капиллярного ограничения теплопереноса низкотемпературных тепловых труб при их динамических режимах работы с измеренными значениями позволило применять разработанную методику как для расчета величины капиллярного ограничения, так и момента его достижения.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих печатных работах:

1. Хвостов В.И., Савелло А.Е. Исследование теплопроводности сеточных фитилей тепловых труб.-Науч. тр./Моск. лесотехнический ин-т, 1977, вып. 102, с. 86-93.
2. Хвостов В.И., Савелло А.Е. Исследование влияния силы тяжести на предельные характеристики тепловой трубы.- Науч. тр./Моск. лесотехнический ин-т, 1977, вып. 102, с. 197-201.
3. Хвостов В.И., Савелло А.Е. Аналитическая модель переходных процессов в тепловых трубах. /Ред. журн."Изв. вузов. Энергетика".-Минск, 1977.-Ис.: ил.-Библиогр.: II назв.-Деп. в Информэнерго 14.12.77, №Д/427.
4. Хвостов В.И., Савелло А.Е. Одномерная модель динамического режима работы тепловой трубы. /Ред. журн."Изв. вузов. Энергетика".-Минск, 1983.-27с.: ил.-Библиогр.: 3 назв.- деп. в Информэнерго 24.10.83, №1355эн-Д83.
5. Хвостов В.И., Савелло А.Е. Капиллярное ограничение теплопереноса при динамическом режиме работы тепловых труб. /Ред. журн."Изв. вузов. Энергетика".-Минск, 1983.-6с.-Библиогр.: 5 назв.-Деп. в Информэнерго 26.12.83, №1388эн-Д83.

А.Савелло

Д-97536 от 11.10.85 г.зказ *1195*

Объем I п.л. Тираж 100 экз

Ротапринт МВТУ 107005, Москва, Б-2, 2-ая Бауманская, д.5

