

Сравнение систем регулирования температуры на базе тепловых труб

Таблица 6-1

Система	Преимущества	Недостатки
Холодный резервуар с фитилем (пассивное регулирование)	Надежность, отсутствие движущихся частей. Не требует вспомогательной мощности. Чувствительность регулируется давлением паров в резервуаре	Очень чувствительна к условиям стока теплоты. Большой аккумулирующий газовый объем. Регулируется температура только самой тепловой трубой
Горячий резервуар без фитиля (пассивное регулирование)	Надежность, отсутствие движущихся частей. Меньшая чувствительность к условиям стока теплоты, чем у системы с холодным резервуаром. Не требует вспомогательной мощности	Чувствительна к диффузии теплоносителя в резервуар. Регулируется температура только самой тепловой трубой
Регулирование на основе сильфонов (пассивная обратная связь)	Регулируется температура источника теплоты. Слабая чувствительность к условиям стока теплоты. Не требует вспомогательной мощности	Сложная и дорогая система. Чувствительна к диффузии теплоносителя в резервуар. Используются подвижные элементы
Система регулирования с активной (электрической) обратной связью	Регулируется температура источника теплоты. Наиболее приспособляемая к конкретным условиям крепления трубы к источнику теплоты. Чувствительность регулируется давлением пара в резервуаре. Минимальный аккумулирующий объем из всех вариантов. Относительная нечувствительность к выделению газа. Отсутствуют движущиеся части	Требует вспомогательной мощности

рующийся газ будет находиться в конденсаторе при работе в режиме малой мощности. В системе с пассивной обратной связью неконденсирующийся газ будет присутствовать в резервуаре, независимо от использования втулки, а при растянутом состоянии сильфона (режим высокой передаваемой мощности) в трубе должен остаться избыток газа. Следовательно, объем аккумулированного газа в общем случае будет больше в системе с пассивной обратной связью, обладающей теми же регулируемыми возможностями, что и система с активной обратной связью. Поэтому в системе с активной обратной связью может быть достигнуто более эффективное регулирование температуры, чем при эквивалентном объеме в системе с пассивной обратной связью. Необходимость установки полупроницаемой втулки и использования движущихся частей в виде сильфонов также увеличивает сложность пассивных систем.

В ряде случаев использование дополнительной электрической мощности для нагрева резервуара или повышенной сложности систем с сильфонами может оказаться неприемлемой. В этих случаях приходится выбирать между простыми тепловыми трубами переменной проводимости с горячим или холодным резервуарами.

Процедура выбора может быть проиллюстрирована на примере описанной ниже задачи охлаждения элементов космического корабля.

Пример. Провести первичное сравнение тепловых труб переменной проводимости с холодным и горячим резервуарами, запускаемых при -100°C и работающих при температуре в испарителе $+35^{\circ}\text{C}$. Минимальная температура стока равна -100°C . Интервал регулирования $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

6-5-1. Тепловые трубы с холодным резервуаром. Общие преимущества и недостатки этих труб даны в табл. 6-1.

Геометрия конденсатора. Объем конденсатора в тепловой трубе с холодным резервуаром должен быть настолько мал, насколько это возможно, для того чтобы обеспечить малые размеры резервуара.

Рабочая жидкость. Обычные критерии, используемые при выборе рабочей жидкости стандартных тепловых труб (а именно, большое значение критерия качества, совместимость с материалами фитиля и корпуса и т. п.),

полностью применимы к газорегулируемым тепловым трубам. Выбранные рабочие жидкости должны также обеспечивать достижение высоких значений коэффициента чувствительности газового регулирования.

Коэффициент чувствительности газового регулирования является функцией температуры пара и при фиксированной температуре пара может быть выражен как ML/R , где M — молекулярная масса рабочей жидкости; L — скрытая теплота парообразования; R — универсальная газовая постоянная.

Для рабочих жидкостей, которые находятся в жидкой фазе при -100°C , значения коэффициента ML/R оказываются следующими (рассчитаны при температуре 15°C):

Этиловый спирт	8960 (наивысшее значение)
n-Пентан	5860
Фреон-11	5450
Фреон-21	5350
Фреон-12	4300

Условие минимальной передаваемой мощности. Это условие отвечает ситуации, когда тепловой поток к конденсатору передается осевой теплопроводностью и паровой диффузией, т. е. в случае выключения из работы тепловой трубы. Желательно поддерживать эту утечку мощности на минимально возможном уровне. Для этих целей резервуар должен иметь объем, достаточный для аккумуляции такого количества газа, которое может полностью заблокировать конденсатор на всей его длине. Кроме того, можно устроить в этой зоне в стенке корпуса участок с малой проводимостью непосредственно перед конденсатором. (По этим соображениям более предпочтительной будет стенка из нержавеющей стали, нежели из алюминия.)

Холодные ловушки. Достижимая степень регулирования тепловыми трубами переменной проводимости с холодным резервуаром ограничена возможными значительными колебаниями температуры резервуара. Одной из возможных причин роста температуры резервуара является передача теплоты осевой теплопроводностью от конденсатора, особенно в случае работы тепловой трубы в режиме максимальной мощности. Эта передача теплоты может быть сведена к минимуму устройством участка малой проводимости на выходе из резервуара.

Конструкционные материалы. Условие работы в ре-

жиме максимальной и минимальной передаваемой мощности требует изготовления стенки и фитиля из материала с малой осевой теплопроводностью. Однако при использовании таких материалов снижается скорость диффузионного вымораживания и в вопросе выбора материала приходится идти на компромисс.

Характеристика переходного режима работы. Характеристика переходного режима работы тепловой трубы с холодным резервуаром является функцией теплоемкости системы. Система хорошо реагирует на изменения подводимой мощности, но, к сожалению, она так же быстро реагирует и на изменения окружающих условий.

6-5-2. Тепловые трубы с горячим резервуаром. Чувствительность тепловой трубы переменной проводимости с горячим резервуаром хуже, чем у системы с холодным резервуаром. Однако, ее регулирующая способность существенно лучше, поскольку ее резервуар, в котором отсутствует фитиль, находясь вблизи или внутри испарителя тепловой трубы, расположен в среде с практически постоянной температурой.

Большинство решений, рассмотренных в процессе выбора тепловых труб переменной проводимости с холодным резервуаром, могут быть применены к устройствам с горячим резервуаром. Основное различие между двумя системами заключается в характеристиках переходных режимов.

Характеристика переходных режимов. Парциальное давление паров в резервуаре с отсутствующим фитилем зависит в большей степени от диффузии паров вдоль трубы, нежели от стенок резервуара. Следовательно, длина пути диффузии оказывается значительно более протяженной и скорость диффузии может определять переходные характеристики системы с горячим резервуаром.

Если, например, при запуске ракеты жидкость окажется выдавленной из фитиля тепловой трубы и соберется в резервуаре, то потребуются значительный отрезок времени для восстановления нормального рабочего состояния тепловой трубы. Пока эти условия не достигнуты, давление паров в резервуаре будет слишком большим, что приведет к чрезмерной блокаде конденсатора неконденсирующимся газом и к повышенным рабочим температурам. Диффузия является единствен-

ным процессом, с помощью которого избыток паров в резервуаре может перейти к фитилю в зоне конденсации.

Если прирост давления паров в резервуаре велик, как это имеет место при использовании рабочей жидкости с высоким давлением пара, то характеристика тепловой трубы может радикально измениться. Скорости диффузии меняются обратно пропорционально давлению в системе. Оба эти соображения говорят в пользу применения рабочей жидкости с низким давлением пара, так как при этом чувствительность тепловой трубы будет выше. При этом также сводится к минимуму запас по толщине стенки на тот случай, если превышение рабочего давления заставит избыток жидкости перейти в горячий резервуар.

Из жидкостей с точкой замерзания менее -100°C этиловый спирт имеет самое низкое давление паров при $+35^{\circ}\text{C}$ (7 кПа). Давление паров фреонов будет больше, а давление пара n-пентана — промежуточное (0,1 МПа).

Определение размеров резервуара. Горячий и холодный резервуары. Хотя нежелательно в расчетах тепловых труб использовать модель плоского фронта, в которой поверхность раздела между паром и газом считается плоской, а также применять допущения об отсутствии осевой теплопроводности или диффузии, все же подобный подход может быть применен для получения первичных оценок различных параметров. Маркес [6-16] приводит уравнения для оценки необходимого объема резервуара в функции требуемой степени регулирования температуры. Эти уравнения были выведены для тепловых труб как с холодным, так и с горячим резервуарами. Они приводятся ниже. Принимается полное использование поверхности конденсатора.

Горячий резервуар (фитиль отсутствует)

$$\frac{V_c}{V_R} = \left(\frac{P_{\text{исмакс}} - P_{\text{исмин}}}{P_{\text{исмакс}} - P_{\text{исмин}}} \frac{T_{\text{смин}}}{T_{\text{смакс}}} - \frac{T_{\text{смин}}}{T_{\text{смакс}}} \right)$$

— для случая, когда резервуар выполнен заодно с испарителем и $0 \leq l_a \leq l_c$.

Холодный резервуар (с фитилем)

$$\frac{V_c}{V_R} = \left(\frac{P_{\text{исмакс}} - P_{\text{исмин}}}{P_{\text{исмин}} - P_{\text{исмакс}}} \frac{T_{\text{смин}}}{T_{\text{смакс}}} - 1 \right)$$

— для случая, когда температура резервуара равна температуре стока теплоты.

В этих формулах: V_c — объем конденсатора; V_R — объем резервуара; $P_{\text{га макс}}$ — максимальное давление паров в активной зоне; $P_{\text{га мин}}$ — минимальное давление паров в активной зоне; $P_{\text{ис}}$ — давление паров у стока теплоты; $T_{\text{с макс}}$ — максимальная температура стока теплоты; $T_{\text{с мин}}$ — минимальная температура стока теплоты; $T_{\text{га макс}}$ — максимальная температура в активной зоне; $T_{\text{га мин}}$ — минимальная температура в активной зоне; l_a — длина активной зоны; l_c — длина зоны конденсации ($l_c = l_a$ в случае работы в режиме большой мощности).

Эти уравнения выведены для специальных случаев, но поскольку бесфитильные горячие резервуары часто выполняются заодно с испарителем как с объемом, обладающим устойчивой температурой, а холодные резервуары с фитилем зачастую находятся при той же температуре окружающей среды, что и конденсатор, уравнения могут рассматриваться как характерные для типичных конфигураций тепловых труб переменной проводимости, используемых на космических кораблях.

Предварительные расчеты могут быть выполнены с учетом температуры в испарителе $+35^{\circ}\text{C}$, точности поддержания температуры $\pm 5^{\circ}\text{C}$, а минимальной температуры стока теплоты -100°C .

Результаты расчетов для трех рабочих жидкостей для тепловых труб с горячим резервуаром (без фитиля) и холодным резервуаром (с фитилем) приводятся ниже:

Рабочая жидкость	V_R'/V_c	V_R/V_c
	(холодный резервуар)	(горячий резервуар)
Этиловый спирт	6,25	2,75
Фреон-11	—	5,13
n-Пентан	—	4,35

Единственной рабочей жидкостью из трех приведенных выше, которая может использоваться в тепловых трубах переменной проводимости с холодным резервуаром и обеспечивать требуемое регулирование температуры в испарителе, является этиловый спирт.

Все вышеперечисленные рабочие жидкости могут быть использованы в тепловых трубах переменной проводимости с горячим резервуаром, однако минимальный объем резервуара получится при использовании этилового спирта. Для других рабочих жидкостей объем резервуара будет почти в 2 раза больше, что ведет к проигрышу в массе конструкции.

Можно видеть, что применительно к рассматриваемому примеру система с горячим резервуаром обладает преимуществами, а из предложенных рабочих жидкостей лучшей является этиловый спирт.

Более сложный анализ системы с активной обратной связью приводится ниже.

6-6. АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОВОДИМОСТИ, РЕГУЛИРУЕМЫХ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Температуры источника теплоты и пара в любой тепловой трубе связаны соотношением

$$T_s = T_v + R_s Q, \quad (6-1)$$

где T_s — температура источника теплоты; T_v — температура пара; Q — тепловая нагрузка; R_s — полное термическое сопротивление между источником теплоты и паровым пространством.

Из уравнения (6-1) следует, что температура источника теплоты будет меняться с изменением Q следующим образом:

$$\frac{dT_s}{dQ} = \frac{dT_v}{dQ} + R_s. \quad (6-2)$$

В саморегулируемой тепловой трубе производная dT_v/dQ может приближаться к нулю (очень большой аккумулирующей объем), но никогда не может быть отрицательной. Следовательно, если термическое сопротивление между источником и трубой мало, то температура источника будет оставаться приблизительно постоянной. Однако в большинстве случаев такая ситуация не наблюдается, и температура источника будет меняться при изменении тепловой нагрузки, даже если в трубе будет поддерживаться постоянная температура.

Однако при применении внешнего регулирования производная dT_v/dQ может быть сделана отрицательной и температура источника сохранится постоянной при изменении тепловой нагрузки.

Другими проблемами, как указывалось выше, в обычных системах являются: чувствительность к изменению температуры аккумулирующего объема (холодные резервуары) и диффузия паров в объеме неконденсирующегося газа с соответствующим отклонением температуры источника. При использовании регулирования

с обратной связью острота этих проблем также существенно снижается.

6-6-1. Анализ стационарного состояния. Выполненное Бинертом исследование [6-10] было модифицировано [6-6, 6-7] с целью учета влияния регулирования с активной и пассивной обратной связью. Основные выводы из этого исследования следующие:

1. Тепловые трубы переменной проводимости, осуществляющие регулирование по принципу как активной, так и пассивной обратной связи, осуществимы и могут обеспечивать устойчивую работу системы.

2. Может быть достигнуто заметное улучшение качества регулирования температуры источника теплоты по сравнению с применением в этих целях обычных тепловых труб.

3. Наибольшая польза от применения регулирования с активной обратной связью получается в случае большого термического сопротивления подводу теплоты (R_s) или при существенных изменениях тепловой нагрузки или окружающих условий.

4. Регулирование с активной обратной связью обеспечивает лучшее поддержание температуры, чем эквивалентная пассивная система, отрицательные последствия диффузии массы и изменяющихся условий стока в случае активной системы оказываются менее существенными.

Базирующаяся на этом исследовании модель описывает в дифференциальной форме изменение температуры источника под действием изменений нагрузки, условий стока теплоты и других независимых переменных. Модель обладает достаточной общностью в том отношении, что она не связана с какой-либо специфической конфигурацией тепловой трубы и позволяет описать условия регулирования в функциональном виде. Единственным ограничением, накладываемым на систему, является условие, что регулирование площади поверхности отвода теплоты осуществляется с помощью неконденсирующегося газа.

Основные допущения, принятые в анализе, следующие:

1) неконденсирующий газ подчиняется законам идеального газа;

2) процесс является стационарным;

3) между газом и паром существует резкая граница раздела. (В тех случаях, когда наблюдается заметная осевая теплопроводность, последнее допущение уже не отвечает результатам экспериментов, которые свидетельствуют о том, что уменьшение концентрации паров и соответствующее увеличение концентрации газа происходит постепенно на достаточно протяженном участке тепловой трубы. Однако, если осевая теплопроводность сведена к минимуму, указанное допущение оказывается оправданным и, как будет показано позднее, работы Эдвардса и Меркеса [6-17] позволяют учесть влияние осевой теплопроводности и диффузии массы.)

Совместное решение уравнений сохранения энергии и массы с привлечением уравнений состояния неконденсирующегося газа и вспомогательной жидкости (пассивная система), баланса сил и вспомогательных функций, связывающих изменение температуры источника [уравнение (6-1)] и полное давление в системе, а также соотношений между давлением и температурой рабочей жидкости приводит к уравнению (6-3)

$$dT_s = \frac{\left\{ \frac{\partial T_v}{\partial Q} + R_s (1 + S + S_1) \right\} dQ + \left\{ \frac{\partial T_v}{\partial T_0} + S\psi_0 \right\} dT_0 + S\psi_{ST} dT_{ST}}{1 + S + S_1 + S_2} \quad (6-3)$$

где S — регулирующий параметр, связанный с использованием неконденсирующегося газа и фиксированного аккумулирующего объема, параметр присутствует как в случае пассивного, так и активного видов регулирования; S_1 используется в случае переменного значения аккумулирующего объема, но лишь в случае, если эти изменения объема вызваны изменениями внутреннего давления паров ($S_1=0$ при активном регулировании); S_2 используется при регулировании с пассивной обратной связью, например в случае реакции на температуру источника вспомогательной жидкости ($S_2=0$ в случае активного регулирования);

$$\psi = \frac{1}{(P_\alpha)_v} \left[P_{vis} \gamma \left(1 + \frac{\partial P_v}{\partial P_{vis}} \right) + \frac{\partial P_g}{\partial T} \right]; \quad (6-4)$$

здесь P_v — давление пара; P_{vis} — давление паров в неработающей части конденсатора или в зоне аккумуляции газа; $\alpha_v = \partial \ln P_v / \partial T_v$; $\gamma = \partial \ln P_{vis} / \partial T$. Уравнение (6-3) описывает изменение температуры источника T_s

в функции изменения тепловой нагрузки Q , температуры стока теплоты T_0 , температуры газа в аккумулирующем объеме T_{ST} . Оно, в частности, полезно при анализе влияния регулирующих параметров S , S_1 и S_2 , которые выражены в функциональном виде. Функция ψ (индексом 0 — обозначены условия стока, а индексом ST — условия в аккумулирующем объеме) отражает условие сохранения массы неконденсирующейся компоненты в неработающей части конденсатора и аккумулирующем объеме, т. е. она отражает влияние температур стока или аккумулирующего объема на изменение положения границы неконденсирующегося газа.

Анализ уравнения (6-3) отчетливо выявляет влияние каждой переменной и определяет требуемые значения регулирующих параметров, обеспечивающих приемлемое затухание отклонений температуры источника и устойчивость работы системы. Например, в системе регулирования с пассивной обратной связью при условии, что основной переменной является тепловая нагрузка, т. е. температуры стока и аккумулирующего объема постоянны ($\partial T_0 = 0$, $\partial T_{ST} = 0$), для того чтобы достигнуть удовлетворительно затухания колебаний температуры источника, S_2 должно быть большим по сравнению с $(1 + S + S_1)$. Отсюда сразу следует, что вспомогательная жидкость должна пребывать именно в жидком состоянии, поскольку при этом достигаются более высокие значения S_2 . Параметр S_1 должен быть малым или отрицательным. Но, если температура стока меняется, то желательно, чтобы $S_1 > 0$, а $(S_1 + S_2)$ было большим по сравнению с S . Оптимизация пассивной системы затруднительна при наличии многих переменных, однако при $S_2 > 0$ должно достигаться более эффективное регулирование по сравнению с обычной системой.

Недостатки пассивной системы говорят о том, что наиболее подходящей будет активная система, поэтому последующий анализ будет ориентироваться на активную систему. В этом случае $S_1 = S_2 = 0$ и

$$dT_s = \frac{\left\{ \frac{\partial T_v}{\partial Q} + R_s (1 + S) \right\} dQ + \left\{ \frac{\partial T_v}{\partial T_0} + S\psi_0 \right\} dT_0 + S\psi_{ST} dT_{ST}}{1 + S} \quad (6-5)$$

Система активного регулирования приводится в действие путем изменения температуры насыщения рабочей

жидкости в аккумулирующем объеме с помощью вспомогательного нагревателя. Это активный путь изменения объема, занимаемого неконденсирующимся газом. Таким образом, регулирование осуществляется изменением значения dT_{ST} и ψ_{ST} в уравнении (6-5). Из этого следует, что S должен быть достаточно большим с тем, чтобы $S/(1+S) \approx 1$.

6-6-2. Аккумулирующий объем в системе регулирования с активной обратной связью. Аккумулирующий объем в системе регулирования с активной обратной связью определяется из условия сохранения массы, т. е. из соотношения

$$M_g = \frac{(P_v - P_{v0})V_{ic}}{R_g T_0} + \frac{(P_v - P_{vST})V_{ST}}{R_g T_{ST}}, \quad (6-6)$$

где M_g — масса неконденсирующейся компоненты; P_v — давление пара; P_{v0} — давление пара в неработающей части конденсатора (т. е. при T_0); V_{ic} — объем неработающей части конденсатора; V_{ST} — аккумулирующий объем; P_{vST} — давление пара в аккумулирующем объеме; T_0 — температура стока теплоты; T_{ST} — температура аккумулирующего объема; R_g — газовая постоянная для неконденсирующейся компоненты.

Требования, предъявляемые к аккумулирующему объему, могут быть определены из анализа предельных случаев работы тепловой трубы.

1. При наибольшей передаваемой мощности весь неконденсирующийся газ должен находиться в аккумулирующем объеме. Из этого следует, что аккумулирующий объем должен находиться при наиболее низкой температуре, какая в нем только может быть достигнута (т. е. при максимальной температуре стока), а также, что следует использовать рабочую жидкость с низким давлением паров при этой температуре. Таким образом:

$$M_g = \frac{(P_v - P_{vST})V_{ST}}{R_g T_{0H}} \quad (6-7)$$

(индекс H указывает на режим наибольшей мощности).

2. При наименьшей передаваемой мощности весь неконденсирующийся газ должен находиться в зоне конденсации. Это значит, что парциальное давление паров рабочей жидкости в аккумулирующем объеме приближается к давлению пара в основной системе. Однако из практических соображений, для того чтобы свести к минимуму диффузию, из-за которой регулирование

температуры становится неудовлетворительным, температура в аккумулирующем объеме должна быть несколько меньше температуры пара в тепловой трубе. При этом в аккумулирующем объеме возникает некоторая концентрация неконденсирующейся компоненты, что снижает возможность диффузии массы. Приемлемые значения температуры аккумулирующего объема при малой передаваемой мощности должны определяться из характеристик диффузии в системе. Такая постановка задачи выходила за рамки работ [6-6] и [6-7], однако требуемое решение может быть получено с помощью модели Эдвардса и Маркеса [6-17].

Для случая наименьшей передаваемой мощности

$$M_g = \left(\frac{P_v - P_{v0}}{R_g T_0} \right)_L V_{cl} + \left(\frac{P_v - P_{vST}}{R_g T_{ST}} \right)_L V_{ST}. \quad (6-8)$$

Если температуру аккумулирующего объема положить равной температуре пара, то последний член в уравнении (6-8) будет равен нулю. Совместное решение уравнений (6-7) и (6-8) дает необходимое значение аккумулирующего объема

$$\frac{V_{ST}}{V_{cl}} = \frac{\left(1 - \frac{P_{v0}}{P_v}\right)_L \left(\frac{T_{ST}}{T_0}\right)_L}{\left(\frac{P_{vH}}{P_{vL}}\right) \left(1 - \frac{P_{vST}}{P_v}\right)_H \left(\frac{T_L}{T_H}\right)_{ST} - \left(1 - \frac{P_{vST}}{P_v}\right)_L}. \quad (6-9)$$

Аккумулирующий объем связан с изменением тепловой нагрузки через уравнение (6-1). Следовательно, требуемое изменение температуры пара может быть рассчитано, если можно определить термическое сопротивление источник — пар рабочей жидкости. Из уравнения (6-9) следует, что необходимый аккумулирующий объем будет больше в случае использования рабочей жидкости с низким давлением паров при расчетных условиях, так как в общем случае значение отношения

$$\frac{(P_v - P_{v0})_L}{(P_v - P_{vST})_H}$$

будет больше для жидкостей с низким

давлением пара. Таким образом, чтобы свести к минимуму требуемый аккумулирующий объем (а следовательно, и потребную вспомогательную мощность), следует выбирать жидкость с высоким давлением пара при рабочих условиях. Однако это условие находится в противоречии с требованием быстрой реализации переход-

ного процесса, т. е. оптимальная система теплового регулирования может быть спроектирована только при наличии должного учета переходных характеристик источника.

После того как V_{ST} определен, из уравнения (6-7) можно найти требуемую массу неконденсирующейся компоненты.

6-6-3. Анализ переходного процесса. Наиболее тяжелые условия в переходных режимах в тепловой трубе реализуются при ступенчатом увеличении или уменьшении мощности, подводимой в испарителе.

Анализ переходного процесса в этих условиях был выполнен Бинертом и Бренненом [6-6].

Поскольку уравнения, описывающие процессы в тепловых трубах переменной проводимости, являются существенно нелинейными, а вышеуказанные ступенчатые изменения мощности вызывают значительное изменение переменных системы, то анализ проводится при следующих упрощающих допущениях:

1. Отвод теплоты может быть приближенно описан с помощью уравнения конвективного теплообмена, т. е. члены с четвертой степенью температуры, обусловленные излучением, опускаются.

2. Восстановление температуры пара в собственно тепловой трубе происходит с той же скоростью, как и в аккумулирующем объеме, т. е.

$$\left(\frac{T - T_H}{T_{in} - T_H}\right)_V = \left(\frac{T - T_H}{T_L - T_H}\right)_{ST}$$

где T — мгновенная температура пара; T_H — температура в режиме наибольшей передаваемой мощности; T_L — температура в аккумулирующем объеме при наименьшей передаваемой мощности; T_{in} — начальная температура пара.

Это значит, что температура пара мгновенно реагирует на изменение температуры в аккумулирующем объеме. Это положение справедливо, если сопротивление между аккумулирующим резервуаром и стоком теплоты велико по сравнению с сопротивлением между паром и стоком. Указанная ситуация отвечает реальности, поскольку аккумулирующий объем обычно изолируется с тем, чтобы свести к минимуму потребную вспомогательную мощность. Это означает, что постоянная времени конденсатора ($\tau = MC_p R$) мала по сравнению

соответствующей постоянной аккумулирующего резервуара, т. е. $\tau_c / \tau_{ST} \ll 1$.

3. Используется идеальный регулятор типа «включено — выключено».

Подвод теплоты к аккумулирующему объему при понижении мощности может быть записан следующим образом:

$$Q_{ST} = (MC_p)_{ST} \frac{dT_{ST}}{dt} + (hA)_{ST} (T_{ST} - T_H) \quad (6-10)$$

где Q_{ST} — подвод теплоты к аккумулирующему объему; M_{ST} — масса аккумулирующего объема; C_p — удельная теплоемкость аккумулирующего объема; T_{ST} — мгновенное значение температуры аккумулирующего объема; T_{OH} — эффективная температура стока теплоты при наибольшей передаваемой мощности; $(hA)_{ST}$ — тепловая проводимость цепи аккумулирующий резервуар — сток теплоты.

Максимальная вспомогательная мощность требуется при передаче наименьшего количества теплоты, т. е. в условиях, когда температура аккумулирующего объема будет приближаться к температуре пара в самой тепловой трубе. Исходя из этого условия, можно определить требуемое значение проводимости изоляции аккумулирующего объема

$$(hA)_{ST} = \frac{Q_{ST}}{(T_v - T_0)_L}, \quad (6-11)$$

где T_v и T_0 — температуры пара и стока теплоты при наименьшем значении передаваемой мощности.

Решая уравнения (6-10) и (6-11), можно определить время восстановления температуры аккумулирующего объема, а следовательно, и температуры пара

$$\frac{T - T_H}{T_{in} - T_H} = e^{-\frac{t}{\tau_{ST}}}, \quad (6-12)$$

где

$$\tau_{ST} = \frac{(MC_p)_{ST} (T_v - T_0)_L}{Q_{ST}}. \quad (6-13)$$

Таким образом, температуры аккумулирующего объема и пара после изменения подводимой мощности будут меняться по экспоненте. На практике будет наблюдаться небольшое отклонение температуры пара в сто-

рону увеличения или уменьшения перед тем, как она выйдет на свое конечное стационарное значение. Но этот «выброс» будет незначительным, если чувствительность аккумулирующего объема окажется большой.

У источника теплоты

$$(Q_S)_{II} = (MC_p)_S \frac{dT_S}{dt} + \frac{T_S - T_v}{R_S}. \quad (6-14)$$

Подставляя уравнения (6-1) и (6-12) в (6-14) и интегрируя, получаем время реакции температуры источника в ответ на ступенчатое увеличение мощности:

$$\psi = \frac{(T - T_n)_S}{(T_{in} - T_H)_v} = \frac{1}{1 - \frac{\tau_S}{\tau_{ST}}} \left(e^{-\frac{t}{\tau_{ST}}} - e^{-\frac{t}{\tau_S}} \right), \quad (6-15)$$

где $\tau_S = (MC_p R)_S$; $(T_n)_S$ — номинальная рабочая температура источника; T — мгновенное значение температуры источника; T_{in} , T_H — начальная и конечная температуры пара.

Уравнение (6-15) может быть использовано и в случае ступенчатого уменьшения мощности, если максимальная располагаемая вспомогательная мощность достаточна для поддержания равновесных условий на более низком уровне передаваемой трубой мощности.

Максимальный «выброс» температуры источника определяется путем дифференцирования уравнения (6-15)

$$\psi_p = \frac{(T_p - T_n)_S}{(T_{in} - T_H)_v} = \left(\frac{\tau_{ST}}{\tau_S} \right) \frac{1}{1 - \frac{\tau_{ST}}{\tau_S}}. \quad (6-16)$$

Соответствующее этому выбросу температуры время

$$t_p = \frac{\tau_S}{1 - \frac{\tau_{ST}}{\tau_S}} \ln \frac{\tau_{ST}}{\tau_S}, \quad (6-17)$$

где ψ_p — максимальный выброс температуры; остальные параметры определены ранее.

Для случая ступенчатого увеличения мощности можно отметить следующие моменты:

1. Температура источника увеличивается по экспоненте, достигает точки максимального выброса температуры, после чего уменьшается по экспоненте, асимптотически приближаясь к своему номинальному значению.

2. Значение отношения τ_{ST}/τ_S [уравнение (6-16)] должно быть настолько малым, насколько это возможно, с тем чтобы уменьшить максимальное значение выброса температуры и свести к минимуму время восстановления температуры [уравнение (6-17)]. Наиболее эффективным путем достижения этой цели является сведение к минимуму теплоемкости аккумулирующего резервуара. Уменьшение изоляции аккумулирующего объема будет также способствовать улучшению реакции системы на увеличение тепловой нагрузки и (или) температуры стока. При этом, однако, возрастет потребная вспомогательная мощность.

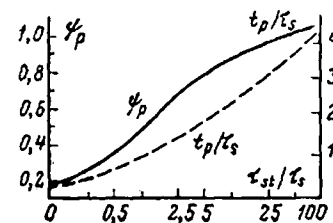


Рис. 6-7. Переходные характеристики тепловой трубы переменной проводимости.

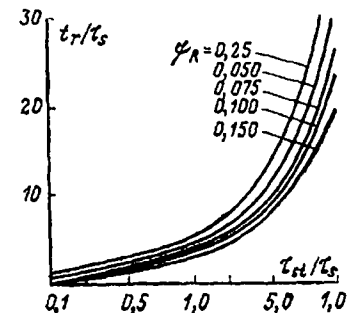


Рис. 6-8. Переходные характеристики.

Максимальное значение выброса температуры и время достижения этого состояния представлены на рис. 6-7. Из рисунка ясно видна необходимость малых значений отношения τ_{ST}/τ_S .

Время восстановления, определяемое как время, необходимое для того, чтобы переменная регулирования T_S с заданным процентным отклонением пришла к своему конечному значению и в последующем ее отклонения от этого конечного значения не превышали указанный процент, приведено на рис. 6-8 для различных значений ϕ_n . Из рисунка видно, что время восстановления начинает резко возрастать, если τ_{ST}/τ_S становится больше единицы, т. е. когда постоянная времени аккумулирующего объема превышает постоянную времени источника.

Бинерт и Бреннен использовали эту теорию для проверки характеристик тепловой трубы переменной проводимости вода-аргон с электрической обратной связью и в целом получили хорошее согласование с экспериментом.

Теория дает меньшее значение отрезка времени до достижения «выброса» температуры источника теплоты и более низкое значение самого «выброса» температуры. Это положение обусловлено принятым допущением о том, что температура пара в системе, а следовательно, и давление мгновенно реагируют на изменение мощности и (или) условий стока теплоты и что выброса самой температуры пара до начала процесса восстановления не наблюдается. Увеличение температуры пара зависит от реакции аккумулирующего объема на изменение параметров в источнике теплоты, т. е. теория будет более точной при малых значениях отношения τ_{ST}/τ_s . (В рассмотренном Бинертом и Бренненом случае τ_{ST}/τ_s было приблизительно равно 44.)

Теория также завышает и время восстановления, поскольку она опирается на условие асимптотического выхода температуры к своему конечному значению. Практически температуры пара и источника приближаются к своим номинальным значениям до того, как температура аккумулирующего объема достигает своего равновесного значения, поскольку вблизи экстремальных точек небольшие отклонения температуры аккумулирующего объема оказывают слабое влияние на температуру пара и источника.

6-7. СРАВНЕНИЕ ТЕОРИИ И ЭКСПЕРИМЕНТА — РЕГУЛИРОВАНИЕ С АКТИВНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Получаемые на практике переходные характеристики тепловых труб переменной проводимости могут быть проиллюстрированы результатами испытаний разработанной в IRD системы вода — аргон с регулированием на базе электрической обратной связи. Эта труба показана на рис. 6-9. Она имеет следующие параметры:

Источник теплоты	Четыре сопротивления
Температура источника, °C	70
Минимальная температура стока, °C	10
Максимальная температура стока, °C	30
Задаваемое V_{ST}/V_c	2,75
Длина испарителя, мм	150
Длина конденсатора, мм	300

Диаметр тепловой трубы, мм	12,5
Диаметр аккумулирующего объема, мм	25
Длина аккумулирующего объема, мм	160
Фитиль	Четыре слоя сетки 200 меш
Рабочая жидкость	Вода
Регулирующий газ	Аргон
Максимальная мощность, Вт	100
Масса газа, кг	$233 \cdot 10^{-6}$
Мощность вспомогательного нагревателя, Вт	15

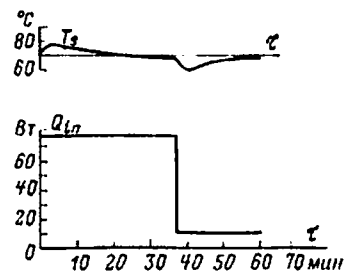
После стабилизации режима с малой передаваемой мощностью подводимая в испарителе мощность была увеличена с 10 до 78 Вт, а температура стока — до 30°C. Результаты, описывающие переходные процессы в трубе, показаны на рис. 6-10.



Рис. 6-9. Тепловая труба переменной проводимости.

После начального «выброса» температура источника возвращалась в течение 20 мин к заданному значению и совпадала с ним с точностью до 1°C. Аналогично, сту-

Рис. 6-10. Экспериментальная и теоретическая переходные характеристики тепловой трубы переменной проводимости, разработанной в IRD.
 Q_{in} — подводимая мощность, Вт;
 T_s — температура источника, °C;
 τ — время, мин.



пенчатое снижение подводимой мощности сопровождалось спадом температуры источника на 9°C, а через 20 мин температура источника была всего лишь на 1°C меньше заданного значения.

Если сравнить результаты экспериментов с расчетами по представленной выше теории, то окажется, что время достижения пика согласно уравнению (6-18) равнялось 136 с, а измеренное в опытах значение составило 150 с. Измеренные значения максимального увеличения и спада температуры превышали расчетные, что связано с тем, что в теории принята мгновенная реакция температуры пара и давления на изменение мощности. Значение выброса зависит от реакции аккумулирующего объема.

6-8. ВЛИЯНИЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩЕГОСЯ ГАЗА НА РАБОЧУЮ ЖИДКОСТЬ В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОВОДИМОСТИ

Большинство теорий тепловых труб переменной проводимости основывается на допущении о существовании резкой границы раздела пар — газ и отсутствии диффузии между этими двумя областями. На практике подобная ситуация не имеет места, и в некоторых конструкциях диффузию следует учитывать.

Второе, более серьезное, явление, связанное с введением в тепловую трубу регулирующего инертного газа, проявляется при проникновении пузырьков газа через рабочую жидкость в фитиль.

Указанные два обстоятельства обсуждаются ниже.

6-8-1. Диффузия на границе раздела пар — газ. Ряд исследователей поставили под сомнение допущение о существовании резкой границы раздела между паром и газом в тепловых трубах, содержащих газ [6-3, 6-17]. Было показано, что в некоторых газорегулируемых тепловых трубах диффузионный перенос энергии и массы между паровым объемом и объемом, занятым неконденсирующимся газом, мог оказывать заметное влияние на теплообмен в граничной зоне и на распределение температуры вдоль тепловой трубы.

В работах Сомоги и Йена [6-18], а также Роухани и Тьена [6-19] представлен двумерный анализ пограничной зоны между газом и паром. Его можно использовать для исследования диффузии в этой области. Работы [6-18] и [6-19] показали, что снижение температуры стока приводило к уменьшению протяженности пограничной диффузионной зоны, длина которой может составлять 3—4 см. Коэффициент диффузии инертного газа оказывает влияние на протяженность диффузион-

ной зоны. Газы с высокими коэффициентами диффузии менее желательны, поскольку их применение ведет к снижению максимальной теплопередающей способности тепловой трубы из-за уменьшения локальной температуры конденсатора. Необходимо отметить, что коэффициент диффузии обратно пропорционален плотности. Поэтому при низких рабочих температурах, особенно в процессе запуска тепловой трубы, диффузионная область может быть очень протяженной и играть большую роль. Это обстоятельство важно учитывать при любом анализе переходных характеристик.

6-8-2. Пузырьки газа в артериальных фитилях. Хотя простые тепловые трубы содержат только рабочую жидкость и дегазацией замораживанием жидкости (см. гл. 4) можно удалить любые растворенные газы, в тепловой трубе переменной проводимости инертный газ всегда присутствует. Если газ растворяется в рабочей жидкости или оказывается в виде пузырьков в артериях, транспортирующих жидкость, то это может отрицательно сказаться на характеристиках тепловой трубы.

Сааски [6-20] выполнил теоретическое и экспериментальное исследование растворимости газа в артериальных тепловых трубах в изотермических условиях. Им проанализировано влияние растворимости и коэффициента диффузии гелия и аргона в аммиаке, фреоне-21 и метиловом спирте.

Одним из существенных параметров, определенных Сааски, было время выхода пузырей из рабочей жидкости (т. е. время, необходимое для исчезновения пузыря).

Время исчезновения t_0 может быть найдено из уравнения

$$t_0 = R_0^2 / 3\alpha D,$$

где R_0 — радиус пузыря (начальный); α — коэффициент Оствальда, определяемый как отношение концентраций растворенного вещества в жидкой и газовой фазах [6-21]; D — коэффициент диффузии.

Расчитанные значения t_0 приведены в табл. 6-2.

Из табл. 6-2 следует, что времена исчезновения могут быть значительными при низкой температуре рабочей жидкости, но в общем случае аргон более легко удаляется, нежели гелий.

Приведенное выше уравнение несправедливо, если давление неконденсирующегося газа значительно больше $2\sigma_1/R_0$, где σ_1 — поверхностное натяжение рабочей

Таблица 6-2

Время исчезновения пузырей газа в рабочих жидкостях
($R_0 = 0,05$ см)

Жидкость	Температура, °С	$t_{0,1}$ с		Жидкость	Температура, °С	$t_{0,1}$ с	
		Гелий	Аргон			Гелий	Аргон
Аммиак	-40	1200	107	Метилловый спирт	-40	1030	154
	20	63	6,7		20	133	55
	60	7	1,6		60	50	26
Фреон-21	-40	367	43	Вода	22	1481	1215
	20	67	17,5				
	60	23	7,5				

жидкости. Сааски утверждает, что время исчезновения пузыря газа линейно возрастает с давлением неконденсирующегося газа при прочих равных параметрах. Он показал, что, если в типичной газорегулируемой тепловой трубе давление гелия примерно равно давлению паров рабочей жидкости — аммиака, то время исчезновения пузырей может составить девять дней. Это очень большой срок по сравнению с ожидаемой продолжительностью переходного процесса в тепловой трубе переменной проводимости. При изменении рабочей жидкости и (или) регулирующего газа времена исчезновения пузырей могут все же остаться относительно большими.

Имея данные по времени исчезновения сферических пузырей, Сааски развил теорию на случай продолговатых пузырей, образование которых наиболее вероятно в артериях. Полученные им результаты приведены в табл. 6-3. В ней представлены полупериоды жизни продолговатых пузырей в артериях тепловых труб переменной проводимости при 20°C (радиус артерии 0,05 см, парциальное давление неконденсирующегося газа равно давлению паров).

Таблица 6-3

Полупериоды жизни пузырей в артериях для различных рабочих жидкостей

Жидкость	$t_{1/2}$		Жидкость	$t_{1/2}$	
	(гелий)	(аргон)		(гелий)	(аргон)
Аммиак Фреон-21	7 дней	17 ч	Метилловый спирт Вода	4,8 ч	1,7 ч
	1,5 дня	9,5 ч		3 ч	2,5 ч

Использованные для получения этих значений расчетные модели были подтверждены экспериментально. Был сделан вывод, что времена исчезновения столь велики, что восстановление полного заполнения артерии тепловой трубой, содержащей газ (см. гл. 3), может быть осуществлено лишь с помощью дополнительных внутренних либо внешних средств по удалению поглощенного газа как в процессе запуска тепловой трубы, так и при ее стационарной работе.

Коссон с сотрудниками [6-2] указал на другой фактор, влияющий на работу тепловой трубы переменной проводимости, а именно на изменение давления в трубе из-за колебаний положения диффузионной зоны. Эти изменения давления того же порядка, что и капиллярный напор, и они могут вызвать вскипание пара в артерии, сопровождающееся вытеснением из нее жидкости.

Для решения этой задачи, а также проблемы растворения пузырьков газа осуществлялось переохлаждение жидкости в артерии. С этой целью жидкость направлялась к стенке конденсатора, где она охлаждалась за счет стока теплоты перед тем, как возвратиться в испаритель. Как показывают результаты Сааски, снижение температуры жидкости уменьшает время исчезновения пузырьков. Установлено также, что снижение температуры жидкости уменьшает чувствительность артерии к образованию пара, вызванному описанными выше пульсациями давления.

Таким образом, хотя присутствие инертных газов в тепловых трубах переменной проводимости создает определенные проблемы, имеется достаточно данных, которые позволяют конструктору свести к минимуму нежелательные эффекты.

6.9. ПРОГРАММА ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ ТРУБ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОВОДИМОСТИ

В [6-22] дается программа для ЭВМ, которая очень полезна при проектировании и анализе тепловых труб, содержащих неконденсирующиеся газы, которые предназначены либо для регулирования температуры, либо для облегчения запуска из замороженного состояния. Эта программа может учесть описанную в § 6-8 диффузию, а также передачу теплоты теплопроводностью по стенке тепловой трубы в районе границы раздела пар — газ.

Программа приводится в цитированной работе, которая содержит также примеры и некоторые детали ввода данных. Описание программы не входит в задачи настоящей книги, однако уместно перечислить ее возможности. Она позволяет выполнить следующие расчеты:

- 1) рассчитать продольный профиль температуры в тепловой трубе, содержащей инертный газ;
- 2) определить количество газа, необходимое для получения желаемой температуры испарителя, отвечающее требуемой тепловой нагрузке;
- 3) рассчитать температурные характеристики испарителя при фиксированном количестве газа в тепловой трубе;
- 4) рассчитать теплоту и массоперенос вдоль трубы, включая область диффузионного фронта;
- 5) рассчитать утечку теплоты в случае полного заполнения газом конденсатора;
- 6) рассчитать скорость замерзания жидкости и конденсаторе, если она происходит;
- 7) получить информацию, необходимую для определения размеров аккумулирующего объема (резервуара).

Программа может быть использована для расчета тепловых труб переменной проводимости с горячим или холодным резервуаром, а также труб, регулируемых на базе активной обратной связи. Программа также позволяет рассчитать большинство ситуаций, связанных с нерасчетными условиями работы трубы или нерасчетной геометрией системы.

Инструкция подразумевает, что пользователь обладает первичными знаниями относительно принципов работы тепловой трубы, содержащей инертный газ.

Тепловая труба переменной проводимости, по-видимому, является наиболее существенным достижением в истории их развития. Дальнейшая информация относительно практических приложений тепловых труб дается в гл. 7.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

Применение тепловых труб

Тепловые трубы исследовались и в настоящее время исследуются применительно к широкому кругу приложений, при этом был охвачен почти весь возможный диапазон температур, используемых в процессах теплообмена. Область применения тепловых труб простирается до гелиевых температур, где с помощью труб охлаждают мишени в ускорителях частиц до 2000—3000°С.

7-1. СФЕРЫ ПРИЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

В общем случае можно выделить ряд крупных сфер приложения тепловых труб, каждая из которых как бы иллюстрирует то или иное свойство тепловой трубы.

С помощью тепловых труб можно решать следующие задачи:

- 1) обеспечить пространственное разделение источника и стока теплоты;

- 2) выровнять температуру поверхности;
- 3) трансформировать плотность теплового потока;
- 4) осуществить регулирование температуры;
- 5) выполнить функции тепловых диодов и выключателей.

Высокая эффективная теплопроводность тепловой трубы позволяет передавать с ее помощью теплоту на значительные расстояния при малом температурном напоре. Во многих случаях, когда требуется охлаждение

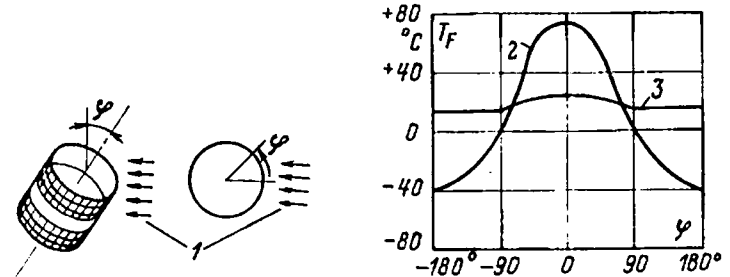


Рис. 7-1. Выравнивание температуры спутника.

1 — солнечные лучи; 2 — без тепловых труб; 3 — с тепловыми трубами; T_p — температура поверхности, °С; φ — угол падения лучей.

отдельных элементов, может оказаться неудобным или нежелательным отвод теплоты с помощью стока или радиатора, расположенных непосредственно у охлаждаемого элемента. Например, отвод теплоты от устройства, выделяющего большую мощность и расположенного внутри модуля, в котором кроме него также находятся другие чувствительные к температуре элементы, целесообразно осуществить с помощью тепловой трубы, соединяющей это охлаждаемое устройство со стоком, расположенным вне модуля. При этом с помощью тепловой изоляции можно свести к минимуму тепловые потери от промежуточных секций тепловой трубы.

Второе свойство тепловой трубы — ее способность выравнивать температуру — тесно связано с разделением источника и стока теплоты. Поскольку тепловая труба по своей природе стремится к работе в условиях равномерной температуры, ее можно использовать для снижения градиентов температуры между неодинаково нагретыми участками тела. Таким телом может являться наружная оболочка спутников, одна сторона которой

обращена к солнцу, тогда как другая, более холодная, находится в тени, как это схематически изображено на рис. 7-1. В другом случае цепочки элементов электронных устройств, размещенных на одной и той же трубе, оказываются термически связанными, при этом их температуры выравниваются.

Возможность трансформации теплового потока может быть использована в реакторах. Например, в термоионных преобразователях была предпринята попытка [7-1] трансформировать тепловой поток сравнительно малой плотности, выделяемый радиоактивными изотопами, в тепловой поток большой плотности, достаточной для его эффективного использования в термоионных генераторах.

Четвертая функция — регулирование температуры — лучше всего реализуется с помощью тепловой трубы переменной проводимости, подробно описанной в гл. 6. Такую тепловую трубу можно использовать для тонкого регулирования температуры устройства, размещенного на ее испарителе. До настоящего времени такие тепловые трубы применялись преимущественно на космических кораблях.

Описанные в гл. 5 тепловые диоды используются в ряде специфических приложений, в которых требуется передача теплоты только в одном направлении.

7-2. КОКИЛЬНОЕ ЛИТЬЕ И ЛИТЬЕ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

При кокильном литье и литье под давлением сплавы металлов или пластмасса в жидком виде заливаются в форму и быстро охлаждаются, образуя требуемое изделие, зачастую большого габарита и имеющее сложную форму. Использование этой технологии делает возможным массовое производство изделий, причем время многих циклов измеряется секундами.

Необходимость отвода теплоты в процессе затвердевания очевидна. В настоящее время почти все формы охлаждаются водой. Однако при этом временами возникают трудности в подводе каналов охлаждающей воды к недоступным частям формы. Обычно в таких случаях используют вкладыши из более теплопроводного материала, такого как молибден, который отводит теплоту к находящимся на некотором удалении каналам охлаждающей воды. Кроме того, зачастую неудобно ис-

пользовать водяное охлаждение в подвижных или удаляемых соплах, литниках (устанавливаемых в сопле, через которое подается расплавленный металл), а также в стержнях.

По-видимому, наиболее существенной проблемой, связанной с охлаждением форм, является необходимость сведения к минимуму тепловых ударов, что обеспечивает приемлемый срок службы форм. При очень больших разностях температур между расплавленным материалом и охлаждаемой водой срок службы формы может значительно уменьшиться. Поэтому очевидно, что эти элементы должны быть снабжены устройствами для быстрого отвода теплоты от их рабочих поверхностей при температуре, в большей степени приближающейся к температуре расплавленного металла.

Следует указать на две дополнительные тепловые проблемы:

1. В отдельных процессах может оказаться необходимым или желательным обогрев части формы с целью обеспечения непрерывной подачи расплавленного материала к сравнительно труднодоступным участкам, удаленным от точки заливки. Для обеспечения последующего быстрого затвердения изделия нужно создать условия для перехода от обогрева к охлаждению за минимальный отрезок времени с тем, чтобы продолжительность цикла оказалась минимально возможной.

2. При литье под давлением пластических материалов (а также при выработке определенных изделий из шоколада) используются длинные стержни диаметром всего лишь несколько миллиметров. Обычно они выполняются из высокотеплопроводного материала, такого как сплав на основе меди, для того чтобы способствовать быстрому охлаждению в тех местах пластмассового изделия, где может располагаться дополнительная масса, например вокруг отверстия для самонарезающегося винта. Зачастую охлаждение этих участков определяет скорость изготовления отливаемого изделия.

Для решения этих проблем были использованы тепловые трубы как при литье пластмасс под давлением, так и при кокильном литье сплавов металлов. Стержни, обладавшие способностью работать как тепловая труба, облегчили местное охлаждение, при этом стержни имели фитиль и заправлялись рабочей жидкостью аналогично тепловой трубе. Тепловые трубы заделывались так-

же в формы для кокильного литья изделий из цинковых сплавов с целью их охлаждения и снижения местного прилипания металла к стенкам. В последнем случае в результате размещения тепловой трубы на меньшем удалении от расплавленного металла, нежели это возможно в системах с непосредственным водяным охлаждением, и установки конденсатора тепловой трубы в уже существующих водяных каналах было достигнуто значительное снижение продолжительности технологического цикла. Тепловые удары при этом оказываются не столь сильными, как при непосредственном охлаждении форм водой, и в итоге срок службы форм существенно не снижается.

Безусловно, следует помнить, что в данном случае тепловая труба, как и в других случаях может быть использована лишь в качестве дополнения водяного охлаждения и не может эффективно заменить его.

Характерный диапазон рабочих температур тепловых труб, используемых при литье пластмасс под давлением, составляет 60—120°C. При кокильном литье цинковых сплавов температура пара в тепловых трубах может достигать 200°C, хотя в предельных случаях, когда испаритель трубы расположен очень близко к границе форма — расплавленный металл, эта температура может оказаться существенно большей.

7.3. ОХЛАЖДЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В настоящее время, по-видимому, наиболее широко тепловые трубы используются для охлаждения элементов электронного оборудования, таких как транзисторы или другие полупроводниковые устройства, а также интегральных модулей.

Прежде чем рассматривать некоторые специальные примеры, удобно описать в общих чертах возможности применения тепловых труб в этой области. Как указывалось в § 7-1, тепловая труба обладает четырьмя основными свойствами. Из них применительно к рассматриваемой задаче наиболее значимыми являются; пространственное разделение источника и стока теплоты, выравнивание температуры и способность к регулированию температуры. Если речь идет об охлаждении элементов электронного оборудования в космосе (см. § 7-4), то последнее свойство является наиболее существенным.

Теперь можно перейти к рассмотрению геометрии системы. Их удобно разделить на три основные категории, которые представляют различные типы тепловых труб:

- 1) трубчатую;
- 2) плоскую пластинчатую;
- 3) систему с непосредственным контактом.

7-3-1. Трубчатые тепловые трубы. Тепловые трубы трубчатой формы (с круглым, овальным, прямоугольным или иным поперечными сечениями) выполняют две основные функции:

- 1) передачу теплоты к удаленной точке;
- 2) обеспечение компактного стока теплоты.

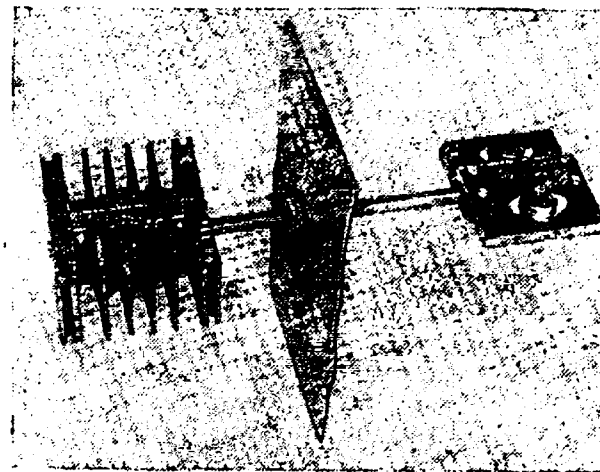


Рис. 7-2. Применение трубчатой тепловой трубы для передачи теплоты стоку, расположенному на некотором удалении от охлаждаемого устройства.

При использовании тепловой трубы в качестве среды, передающей теплоту между двумя изолированными точками, становятся очевидными некоторые технические решения. Можно соединить конденсатор тепловой трубы со следующими элементами:

- 1) с твердым стоком теплоты (рис. 7-2);
- 2) с отдельной частью устройства или сборки;
- 3) с другой тепловой трубой;

4) со стенкой модуля, в котором находятся охлаждаемый элемент или элементы.

В тех случаях, когда требуется свести к минимуму размер и массу устройств, почти изотермический режим работы тепловой трубы может быть использован для повышения температуры ребер или развитых поверхностей других типов. В результате этого передача теплоты к среде, выполняющей роль окончательного стока теплоты (обычно этой средой служит воздух), увеличивается. За счет этого можно повысить мощность устройства или снизить массу и размеры металлического стока теплоты. Существуют два возможных способа применения тепловой трубы в этих целях:

1) разместить охлаждаемый элемент непосредственно на тепловой трубе;

2) разместить охлаждаемый элемент на плате, внутрь которой вставлены тепловые трубы.

7-3-2. Плоские тепловые трубы. Вторым основным типом тепловых труб, который, вероятно, наиболее всего подходит для охлаждения электронного оборудования, является плоская тепловая труба. Для охлаждения устройств очень большой мощности этот тип тепловой трубы в ближайшем будущем вряд ли будет использоваться, однако целесообразность применения подобных труб для выравнивания температур и охлаждения относительно небольших полупроводников и транзисторных модулей не вызывает сомнения, так же и их использование для охлаждения интегральных модулей. Подводя итог, можно сказать, что плоские тепловые трубы могут выполнять следующие функции:

1) выравнивать температуру многокомпонентных сборок (рис. 7-3);

2) охлаждать многокомпонентные сборки;

3) сдвигать (располагать друг около друга) стенки модуля или монтажные платы.

7-3-3. Системы с непосредственным контактом. Одной из основных проблем, возникающих при соединении тепловых труб с электронными устройствами, является крепление этих устройств к трубе и сведение к минимуму контактного термического сопротивления. Были предложены и запатентованы в Англии (см. приложение 6) два способа решения этой задачи.

Первый был разработан фирмой Marconi Co Ltd (рис. 7-4). Оно представляет собой облегающую охлажда-

емое изделие тепловую трубу, или, если говорить более точно, пластину, которая может быть плотно прижата к выделяющим теплоту деталям, обеспечивая минимальное термическое сопротивление между изделием и фитилем. Вторым методом предложен IRD и иллюстрируется рис. 7-5. Тепловая труба выполняется без собственного корпуса, с резервуаром, содержащим рабочую жидкость для подпитки фитилей, покрывающих охлаждаемые детали. В этом варианте отдельные модули должны



Рис. 7-3. Пластиначатые тепловые трубы для рассеяния большой мощности и обеспечения изотермичности поверхности.

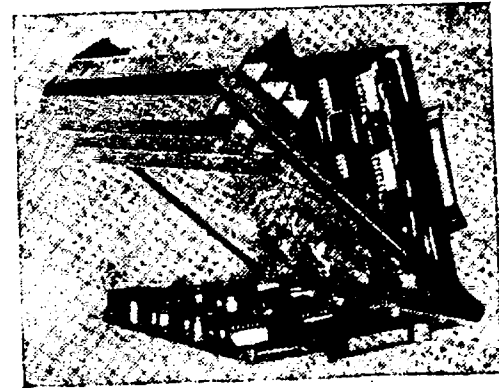


Рис. 7-4. Облегчающая охлаждаемые элементы тепловая труба.

представлять собой герметичные ячейки, каждая из которых для отвода теплоты обеспечивается устройством, размещенным снаружи.

7-3-4. Особые случаи применения. Набор тепловых труб, используемых в электронике, довольно разнообразен. Некоторые из труб, используемые для охлаждения

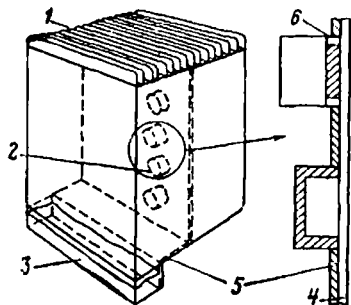


Рис. 7-5. Детали электронного оборудования, охлаждаемые с помощью непосредственного контакта.

1 — ребра отводящие теплоту; 2 — различные типы деталей; 3 — резервуар с жидкостью; 4 — плата; 5 — фитили; 6 — стойка.

интегральных схем, имеют толщину 1 и ширину 7 мм [7-3], поперечное сечение других составляет 25×12 мм. Если первые могут передавать мощность 12,5 Вт, то последние 150 Вт.

Примером охлаждения интегральных схем с помощью тепловых труб, заделанных в плоскую плату,

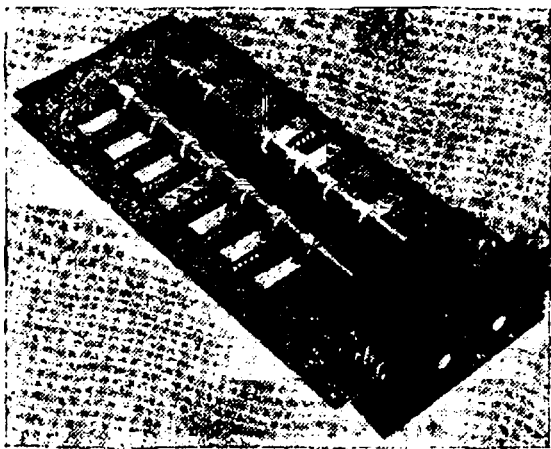


Рис. 7-6. Интегральные схемы с цилиндрическими тепловыми трубами и обычным, охлаждаемым воздухом стоком теплота.

может служить конструкция, разработанная General Electric Company (GEC) — США [7-2]. В этого типа модулях критическими в тепловом отношении элементами были: крепление кристалликов микросхем (чипов) и охлаждаемая воздухом поверхность теплообменника. Был проведен ряд экспериментов с различными вариантами крепления чипов. Анализ суммарных тепловых характеристик систем показал, что в случае охлаждения воздухом или водой могут быть отведены тепловые потоки до $4,4 \text{ Вт/см}^2$. При охлаждении воздухом термиче-

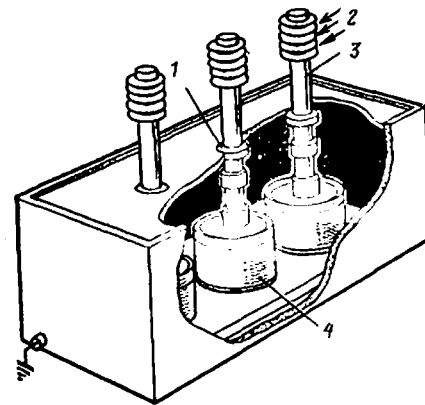


Рис. 7-7. Охлаждение высоковольтных элементов с помощью электроизолированных тепловых труб.

1 — герметичное уплотнение; 2 — поток воздуха; 3 — диэлектрическая тепловая труба; 4 — охлаждаемые элементы.

ское сопротивление цепи переход — окружающая среда составляло $0,48 \text{ К/Вт}$, а в водоохлаждаемых системах оно снижалось до $0,39 \text{ К/Вт}$. На рис. 7-6 показана подобная система охлаждения с цилиндрическими тепловыми трубами.

Если охлаждаемые элементы могут оказаться под высоким электрическим потенциалом, то возникает необходимость в электрической изоляции тепловой трубы. В этом случае стенка, фитиль и рабочая жидкость должны быть неэлектропроводными. На рис. 7-7 показан один из возможных вариантов решения этой задачи, при этом могут использоваться стекло, фитили из керамических волокон и такие рабочие жидкости, как выпускаемый Imperial Smelting Co Ltd флуток.

Тепловые трубы могут использоваться для охлаждения отдельных деталей, а также и для отвода теплоты только от небольшой части электронного устройства, например клистрона, лампы с бегущей волной, коллектора и т. п. В дополнение к их использованию в целях

охлаждения оборудования на земле и в космосе тепловые трубы применяются также и в авиационном радиооборудовании. В последнем случае основным сдерживающим фактором применения тепловых труб является ускорение, испытываемое трубами во время маневров самолета, которое может существенно сказаться на рабочих характеристиках тепловых труб.

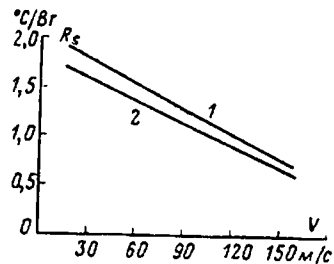


Рис. 7-8. Термическое сопротивление оребренных тепловых труб.

V — скорость воздуха; R_t — характерное термическое сопротивление; 1 — подводенная мощность 50 Вт; 2 — подводенная тепловая мощность 110 Вт.

Все большее число компаний продает или изготавливает тепловые трубы (см. приложение 4), в значительной степени предназначенные для охлаждения деталей и узлов электронных устройств. Зачастую эти трубы изготавливаются заодно с монтажными платами и имеют оребренные конденсаторы. На рис. 7-8 приведены типичные характеристики таких устройств.

7-4. КОСМИЧЕСКИЙ КОРАБЛЬ

Развитие тепловых труб, особенно тех, которые работают при температуре пара до 200° С, стимулировалось космическими исследованиями в большей степени, чем какими-либо иными. Тепловая труба переменной проводимости наилучшим образом иллюстрирует этот тезис. Могут быть различные варианты применения тепловых труб для космических целей, и рассмотрение их удобнее провести, предварительно сгруппировав тепловые трубы по роду выполняемых задач.

7-4-1. Выравнивание температуры космического корабля. Выравнивание температуры в космическом корабле, в результате которого градиенты температуры в конструкции могут быть сведены к минимуму, т. е. уменьшено влияние внешнего обогрева, такого как солнечное излучение и внутреннего тепловыделения электронных устройств или ядерных источников энергии,

было рассмотрено Саважем в обзорной статье [7-4], посвященной различным возможным приложениям основных типов тепловых труб. Возможность использования тепловой трубы, связывающей две паровые камеры на противоположных сторонах спутника, была проанализирована в связи с идеей снижения разности температур между батареей солнечных элементов, обращенной к солнцу, и холодной поверхностью спутника. В случае двустороннего расположения солнечных батарей Саваж предложил крепить их на паровой камере и использовать одну сторону для радиационного охлаждения, соединяя паровую камеру солнечных батарей тепловыми трубами со специальными радиаторами. Катцф [7-5] предложил другой вариант, в котором трубчатые конструктивные элементы корпуса корабля превращаются в тепловые трубы.

Термен и Мей [7-6] предложили использовать тепловые трубы для обеспечения более равномерного распределения температуры в неравномерно облучаемой оболочке. Кроме того, был проанализирован вопрос об изготовлении почти изотермических конструкций радиаторов с использованием тепловых труб для повышения эффективности отвода отработанной теплоты, а также о применении тепловых труб для передачи теплоты от реактора к термоионному преобразователю энергии. Конвей и Келли [7-7] исследовали возможность реализации замкнутой кольцевой тепловой трубы с многочисленными комбинациями испарительных и конденсирующих поверхностей. Труба имела вид тороида с восемью источниками и восемью стоками теплоты. Авторы пришли к заключению, что замкнутая тепловая труба, надлежащим образом связанная с корпусом космического корабля, может оказаться высокоэффективным средством снижения перепадов температур в конструкции.

Киркпетрик и Маркес [7-8] предложили использовать тепловые трубы для обеспечения изотермичности корпуса национальной космической обсерватории и челночного космического корабля. При проведении астрономических наблюдений на орбите возможность предотвращения коробления конструкции спутника приобретает особую значимость.

7-4-2. Охлаждение элементов корабля, регулирование температуры и конструкция радиатора. Тепловые трубы переменной проводимости наиболее широко используют

ся для отвода теплоты от элементов электронного обору- дования и других тепловыделяющих устройств спут- ников. В этой же сфере находят основное применение и обычные тепловые трубы.

Тепловая труба переменной проводимости в допол- нение к обычной функции переноса теплоты, выполня- емой простыми тепловыми трубами, позволяет регули- ровать температуру объекта в узких пределах. Саваж [7-4] обращает внимание на одну специфическую зада- чу, возникающую в том случае, когда требуется под- держивать температуру определенной подсистемы более низкой, чем у ее непосредственного окружения.

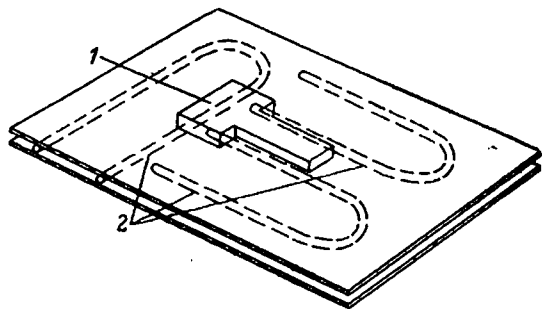


Рис. 7-9. Тепловые трубы для охлаждения лампы бегущей волны, размещенной на пластине радиатора.

1 — лампа бегущей волны; 2 — тепловые трубы, размещенные между пласти- нами радиатора.

Кетцф [7-5] предлагает окружить весь охлаждае- мый прибор пористым материалом (фитилем) и разме- стить его внутри зоны испарителя тепловой трубы, ко- торая передает теплоту к радиатору. Он также считает, что тепловую трубу наиболее целесообразно использо- вать в тех случаях, когда требуется высокоинтенсивное локальное охлаждение в течение очень короткого отрез- ка времени, т. е. в тех случаях, когда время работы охлаждаемых приборов с максимумом нагрузки состав- ляет лишь часть значительно более продолжительного цикла. Профили внутреннего тепловыделения в лампах бегущей волны переменные, причем большая часть теп- ловыделения приходится на коллектор. В настоящее вре- мя проводятся исследования тепловых труб, охлаждаю- щих лампу бегущей волны. Эти трубы соединены с пласти- нами радиатора с целью улучшения его эффективности, а следовательно, и интенсификации отвода теплоты от

ламп. Европейская организация по космическим иссле- дованиям проводит исследования возможных configura- ций труб для этой цели. Один из возможных вариантов показан на рис. 7-9.

Интересный тип тепловой трубы разработан Бейсью- лисом [7-9]. Предложенная им тепловая труба «одно- направленного действия» позволяет передавать тепло- ту в одном направлении, тогда как при переносе теплоты в противоположном направлении она выступает в роли теплового изолятора. Для осуществления этой цели используются многосекционные фитили, которые осушают испаритель за счет ограничения возврата жид- кости в одном из направлений. При расположении в активной зоне испарения такой тепловой трубы повы- шенного числа фитилей, только часть из которых про- стирается за пределы испарителя, любой подвод теплоты на другом конце тепловой трубы приведет к быстрому осушению фитиля, так как значительная часть конден- сата поступит в секции фитиля, не способные к возврату жидкости в зону нежелательного подвода теплоты. По- добный одноподанный отвод теплоты был осуществ- лен от лампы бегущей волны к наружным радиаторам при помощи диэлектрической тепловой трубы.

Одно из наиболее полных и поздних исследований проблемы использования тепловых труб переменной про- водимости для регулирования температуры электронных устройств было выполнено Киркпетриком и Маркесом [7-8]. Они спроектировали и изготовили тепловую трубу переменной проводимости, названную эймской экспери- ментальной трубой, которая обеспечивала постоянство температуры бортовой системы обработки данных путем стабилизации температуры поверхности контакта тепло- вой трубы с каркасом этой системы на уровне $17 \pm 3^\circ\text{C}$. Отводимая мощность лежала в пределах 10—30 Вт.

Фирмой Grumman Aerospace (GA) [7-10] проанали- зированы другие возможные варианты приложений тепловых труб на космических кораблях. Они включали в себя использование тепловых труб для регулирования температуры жидкости в замкнутых водяных контурах, предназначенных для стабилизации температуры вну- треннего пространства космических кораблей. Макси- мальная отводимая мощность составляла 3,82 кВт. В другом случае тепловые трубы применялись для отво- да теплоты от блока преобразователей мощностью

в 1 кВт. Тепловые трубы припаявались к плитам, на которых крепился выпрямитель. В итоге достигалась экономия 15% массы оборудования и практическая изотермичность поверхности плит. Был обеспечен отвод требуемых 77 Вт.

Киркпетрик и Маркес приводят некоторые очень интересные цифры относительно отводимой энергии в используемых в настоящее время и в предполагаемых системах. Например, типичная для кораблей серии «Аполлон» плотность энергии составляла 1,2 Вт на погонный сантиметр. Для современной электроники, предназначенной для американских космических станций и челночных кораблей, характерны 12 Вт на погонный сантиметр т. е. на порядок большие значения. Обычно охлаждаемая жидкостью холодная плата должна обеспечивать отвод энергии при плотностях, отвечающих условиям кораблей «Аполлон». Но чтобы удовлетворить требованиям завтрашнего дня, в более поздних проектах для обеспечения отвода энергии большей плотности весьма обстоятельно рассматривалась возможность применения тепловых труб, причем наличие тепловых труб интенсифицирует работу холодной платы, которая в состоянии обеспечить отвод до 24 Вт с погонного сантиметра. Предполагается использовать тепловые трубы на челночных кораблях с целью облегчения отвода теплоты от смазочной жидкости, используемой во вспомогательных энергетических агрегатах.

Тернер [7-11], обсуждая возможности применения тепловых труб переменной проводимости, подчеркивает важность следующего обстоятельства: тепловые трубы переменной проводимости (а также другие тепловые трубы) делают возможным непосредственное соединение в тепловом отношении внутренних элементов космического корабля с радиаторами. Совместно с RCA им разработана тепловая труба переменной проводимости, работающая при изменении подводимой мощности от 1 до 65 Вт. На вышеупомянутую техническую возможность, которую можно реализовать с помощью тепловых труб, указывали также Эделштейн и Хембеч [7-12]. Многие современные интегральные электронные модули охлаждаются только путем теплового излучения в космическое пространство через промежуточный излучающий корпус, который не должен иметь элементов, охлаждаемых контактным способом. Из-за этого предопределен-

ного характера теплового взаимодействия изменение в широких пределах тепловыделения оборудования и внешней тепловой нагрузки приведут к значительным изменениям температуры. Тернер предложил использовать тепловую трубу переменной проводимости для прямого соединения в тепловом отношении источников теплоты с пластиной радиатора, которая к тому же окажется работающей в изотермических условиях.

Сколлон [7-13] в ГЕС создал полномасштабную тепловую модель космического корабля и применил тепловые трубы для решения многих тепловых задач. Он также выбрал модуль слежения земли спутника связи и навигационного спутника в качестве возможного объекта приложения тепловых труб. Высокая интенсивность излучения, падающего на восточные и западные панели спутника, приводят к необходимости использовать суперизоляцию для поддержания температуры этих поверхностей ниже заданного предельного уровня. Северная и южная плоскости выполняли в основном функции стока теплоты. С помощью системы внутренних и периферических тепловых труб было обеспечено регулирование температуры в заданных пределах, при этом отводилось до 380 Вт от внутренних источников и до 170 Вт поглощенной солнечной энергии.

7-4-3. Другие случаи применения. Хотя Коттер, по-видимому, был первым исследователем, обратившим внимание на выделение в тепловой трубе некоонденсирующегося газа, Уайэтт [7-14] более быстро оценил возможность применения газосодержащих тепловых труб в космических ядерных энергетических установках. Термен и Мей [7-6] детально разработали эти системы прежде всего применительно к случаю использования тепловой трубы в термонасосном генераторе. Тепловые трубы применялись:

- 1) в системе охлаждения замедлителя;
- 2) для отвода теплоты от реактора при температуре эмиттера, при этом каждый топливный элемент содержал тепловую трубу, окруженную снаружи топливом;
- 3) для устранения нежелательных температурных градиентов вдоль эмиттера и коллектора.

Термен и Мей спроектировали также систему, уменьшающую количество выкипающей жидкости при хранении жидких криогенных веществ с относительно высокой температурой кипения (например, жидкого кислорода). Выполненная в виде замкнутого контура тепловая труба использовалась для поглощения и отвода избыточного притока теплоты через бак с криогенной жидкостью в процессе ее длительного хранения в космосе. Разработанная система давала существенную экономию массы.

Предложения Рукиса с соавторами [7-10] по охлаждению космического челночного корабля после его возвращения на землю, хотя и не предназначены для непосредственного использования

в космических условиях, тем не менее представляются весьма существенными и проливают свет на общие для многих сфер проблемы поглощения теплоты. Авторы предложили облегчить с помощью тепловых труб быстрое остывание корпуса челночного корабля как до, так и после его приземления для ускорения его оборачиваемости.

Полезно иметь возможность испытывать в полете тепловые трубы, разработанные для спутников, с тем чтобы доказать, что эти устройства могут успешно выдерживать условия запуска и отвечать заданным характеристикам в условиях невесомости. Большая часть осуществленных в последнее время экспериментов была проведена с тепловыми трубами, изготовленными в ИКЕ в Штутгарте. В соответствии с так называемым «международным экспериментом по тепловым трубам» указанное устройство было запущено в конце 1974 г.

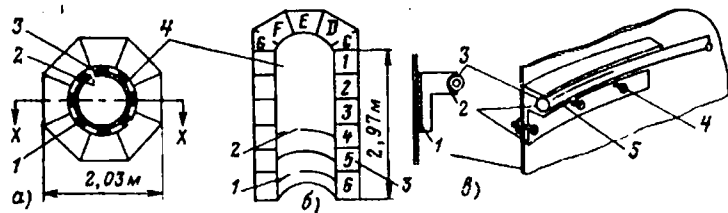


Рис. 7-10. Расположение тепловых труб на космическом корабле ОАО-С (1973 г.).

а — план размещения оборудования на панели, вид сверху; 1 — подкладки (седла), 8 шт.; 2 — зазор; 3 — тепловые трубы, 4 — несущая труба диаметром 1,22 м; б — сечение х-х; 1 — испытываемая в полете тепловая труба, 2 — зазор, 3 — панель для оборудования; в — увеличенное изображение седла: 1 — 75% RTV-40+25% Al, 2 — прокладка с серебряным наполнителем толщиной 0,25 мм, 3 — алюминий, 4 — три крепежных болта на опору, 5 — тепловая труба наружным диаметром 12,7 мм.

на американской ракете и работало некоторое время в условиях невесомости с последующим возвращением ракеты на землю. Опыт оказался успешным. Это была первая изготовленная в Европе тепловая труба, запущенная в космос.

Более обширная программа была осуществлена в 1972—1973 гг. NASA совместно с GAC [7-15]. Она включала в себя получение данных по поведению в полетных условиях трех тепловых труб диаметром 12 мм, выполненных в виде обруча диаметром 1,22 м и установленных на спутнике, запущенном в августе 1972 г. на орбиту астрономической обсерватории (ОАО-С). Тепловые трубы были призваны обеспечить изотермичность конструкции, на которой были установлены системы слежения за звездами (последние чрезвычайно чувствительны к любым температурным изменениям в конструкции).

Анализ показал, что разности температур по периметру конструкции обычно снижаются более чем на 75% — примерно до 4°C.

Созданные тепловые трубы имели алюминиевый корпус и использовали в качестве рабочей жидкости аммиак. Применялись три различных типа фитиля. Одна труба имела в стенке простые продольные канавки, другая — продольную артерию [7-16], третья — спиральную артерию [7-17]. Полное описание этих устройств дано

в цитированной литературе. Рабочие температуры изменялись от -20 до +10°C. Максимальная передаваемая мощность доходила до 90 Вт. Расположение тепловых труб показано на рис. 7-10.

Эксперимент длился 9 мес, прежде чем были опубликованы первые результаты. Они показали, что полученные в полете данные отлично согласуются с результатами наземных испытаний. Было также установлено, что тепловые трубы справились с задачей по обеспечению изотермичности конструкции. Никакого ухудшения их характеристик за указанный период не было отмечено.

Другие примеры применения тепловых труб в космической технике приводятся в библиографии (см. приложение 5).

7-5. РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ И ОБОГРЕВ ПОМЕЩЕНИЙ

В связи с ростом стоимости энергии в настоящее время проводятся экономические оценки регенерации отработанной теплоты в промышленных установках, торговых и домашних помещениях. Этот анализ осуществляется в тех случаях, когда стоимость топлива для выработки теплоты становится недопустимой или если отработанная теплота, сбрасывается в настоящее время в атмосферу, реки и т. д., может быть полезно использована.

Имеется несколько способов утилизации отработанной теплоты с целью обогрева помещений, его повторного использования в циклах тепловых машин и т. п. Они включают применение тепловых насосов и регенераторов. Тем не менее, тепловые трубы также привлекли внимание в качестве средства решения указанной проблемы. По крайней мере, две фирмы-изготовителя в США поставляют установки для регенерации теплоты, в которых используются тепловые трубы [7-18]. Кроме того, разработаны аппараты для подогрева воды и воздуха для бытовых целей, заменяющие обычные системы с бойлерами [7-19].

Первый аппарат с тепловыми трубами, разработанный для данных целей, был изготовлен Q=Dot Cogeneration в США. В настоящее время еще одна или две фирмы производят аналогичные системы. Изображенный на рис. 7-11 аппарат для регенерации теплоты имеет пучок оребренных тепловых труб, испарители которых размещены в канале, от которого должна отводиться теплота, а конденсаторы — в соседнем канале, который может служить в целях предварительного подогрева воздуха. Указывается, что к. п. д. подобной системы достигает 70% и что она в результате экономии энергии окупает себя в течение двух лет, т. е. в весьма сжатые сроки.

Тепловые трубы могут быть использованы в системах кондиционирования для предварительного охлаждения поступающего воздуха путем отвода от него теплоты в канал с холодным сбросным воздухом. Размер сечения одного канала в характерных аппаратах этого типа может достигнуть 4×2 м, при этом в канале будет находиться до нескольких сотен тепловых труб.

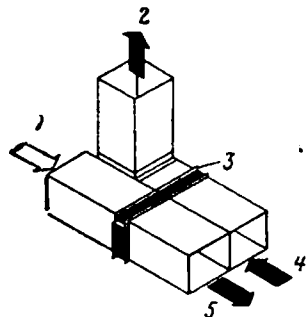


Рис. 7-11. Регенератор воздух-воздух с тепловыми трубами, используемый для предварительного подогрева воздуха.

1 — вход холодного воздуха; 2 — сброс воздуха; 3 — аппарат для регенерации теплоты; 4 — теплый сбросной воздух; 5 — выход предварительно подогретого воздуха.

Выбор рабочей жидкости определяется характерными эксплуатационными температурами, однако в большинстве аппаратов температура пара достаточно низка, что делает возможным применение фреона. В тех случаях, когда температура воздуха может оказаться намного ниже точки замерзания воды целесообразно использовать хладагенты. Трубы и ребра обычно выполняются из алюминия или меди.

Поскольку тепловые трубы в этих системах могут быть очень длинными, а применение сложных капиллярных систем в данном случае экономически неоправдано, эти тепловые трубы должны работать в горизонтальном положении или с небольшим наклоном в 2—4° (с конденсатором расположенным выше испарителя). Тепловые трубы очень чувствительны к ориентации в пространстве, однако в этом отрицательном свойстве скрыто известное преимущество: характеристика устройства может регулироваться путем очень незначительного изменения угла наклона аппарата.

Для иллюстрации эффективности применения этих аппаратов приведем следующий пример, заимствованный из выпущенной фирмой Isothermics брошюры (приложение 4).

Пример: 64 м³/мин воздуха покидают мазутную сушильную печь при температуре 200°С. Количество под-

водимой теплоты 500 кВт. Требуется подогреть забираемый воздух до 20°С зимой и охладить рабочую среду до 95°С летом. Печь работает 21 ч в день. Допустимое падение давления составляет 2,2 мм рт. ст. (293,3 Па).

Конструкция системы. Теплообменник с тепловыми трубами имеет сечение 1,0×1,3 м, трубы расположены в четыре ряда. Наружный диаметр труб 19 мм, высота ребер 9,5 м. Трубы выполнены из меди с никелевым защитным покрытием. Рабочие жидкости — метиловый спирт и вода. Масса аппарата 300 кг; полная цена с учетом монтажа 10 000 долл.

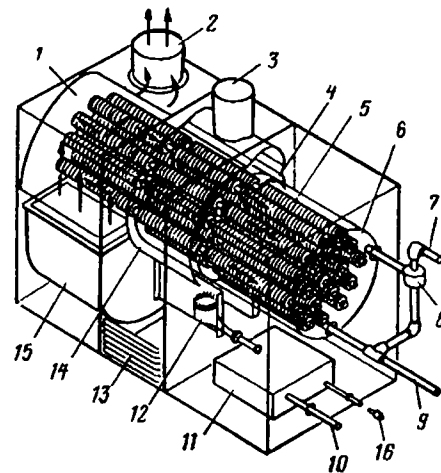


Рис. 7-12. Теплообменник с тепловыми трубами, обеспечивающий бытовые потребности в горячей воде и теплом воздухе.

1 — теплообменник горячего воздуха; 2 — принудительная подача горячего воздуха; 3 — топливные газы; 4 — зона поглощения теплоты тепловыми трубами; 5 — зона теплообмена; 6 — теплообменник горячей воды; 7 — выход горячей воды; 8 — смесительный клапан; 9 — подвод холодной воды; 10 — подача топлива; 11 — регулятор горения и аквастат; 12 — горелка; 13 — вторичный воздух для горения; 14 — первичный теплообменник; 15 — вентилятор; 16 — заплата примерно 115 В.

Результаты: Эффективная регенерация теплоты 56%; годовая экономия топлива — 8000 долл.

Применение тепловых труб не ограничивается регенерацией теплоты. Изучается вопрос об их использовании в целях прямого нагрева среды, как, например, в устройствах с газовыми горелками. На рис. 7-12 приведена система, которая может обеспечить прямую подачу теплого воздуха для обогрева помещений и горячую воду для других бытовых нужд. В используемых в этих

системах тепловых труб испаритель расположен в центре, а конденсаторы — по обоим концам. Источником теплоты служит газовая горелка, ее производительность регулируется по температуре горячей воды, которая поддерживается на уровне 55—80°C. Под другой секцией конденсатора расположен воздушный вентилятор. Его назначение — подача теплого воздуха для обогрева помещений.

Указывается, что данный агрегат может подогреть 70—90 л/ч воды. Зимой горячая вода может выполнять роль аккумулирующей теплоту среды на периоды, отключения газовой горелки. В этой ситуации расположенная в теплообменнике горячей воды секция тепловой трубы начинает работать как испаритель, при этом теплота переносится к другому концу трубы — в воздушный канал. Летом к данному агрегату может быть добавлен воздушный кондиционер адсорбционного типа, который будет использовать холодную воду в качестве стока теплоты.

По оценкам фирм-изготовителей стоимость основного агрегата будет меньше 1000 долл.

Имеется также подогреватель, который может быть использован в качестве приставки к любому домашнему газовому бойлеру. Этот подогреватель использует теплоту топочных газов для подогрева воздуха, который затем распределяется по помещению под напором встроенного вентилятора. Указывается, что этот агрегат позволяет утилизировать свыше 4 кВт тепловой мощности в зависимости от температуры уходящих топочных газов.

Для того чтобы конкурировать с обычными системами, системы регенерации теплоты и подогреватели помещений, использующие тепловые трубы, должны быть дешевыми и надежными. Практика фирм-изготовителей США, по-видимому, указывает на реальность этой задачи.

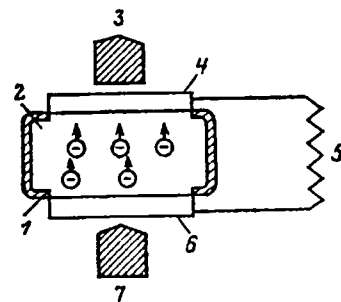
7-6. ТЕРМОИОННЫЙ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ

Метод термоионного генерирования энергии привлек пристальное внимание в качестве возможного пути прямого преобразования теплоты, выделяющейся в результате ядерного деления, в электричество. Он особо выгоден для космических приложений при высоких уровнях мощности в несколько мегаватт и более. Термоионный

генератор может быть расположен как внутри, так и снаружи активной зоны реактора. Последний вариант имеет определенные преимущества с ядерно-физической точки зрения и в плане решения ряда других задач. Однако отвод теплоты, выделившейся в результате деления ядер, при температурах порядка 1600°C представляет серьезную проблему, которая, как полагают, может быть решена с помощью тепловых труб. Схема собственно генератора показана на рис. 7-13. Электроны испускаются эмиттером, пересекают межэлектродное пространство собираясь на коллекторе, температура которого ниже температуры эмиттера. Возврат электронов к эмиттеру

Рис. 7-13. Термоионный генератор.

1 — электрически изолированная вакуумная камера; 2 — поток электронов; 3 — отвод теплоты; 4 — коллектор; 5 — съём электроэнергии; 6 — эмиттер; 7 — подвод теплоты.



происходит по внешней цепи, в которой находится электрическая нагрузка. Устройство представляет собой тепловую машину, которая преобразует часть подведенной к эмиттеру тепловой энергии в электрическую, оставшаяся энергия отводится от коллектора при более низкой температуре. В представленном на рисунке простом генераторе электроды должны быть расположены очень близко друг к другу. Характерное расстояние составляет примерно 0,005 мм. Это делается с целью уменьшения пространственного заряда свободных электронов, который ведет к ограничению снижаемого с генератора тока. Обычно межэлектродное пространство заполняют парами цезия при низком давлении. Цезий легко образует положительные ионы, которые нейтрализуют пространственный заряд. Эта мера позволяет использовать межэлектродные промежутки, равные примерно 0,5 мм. Термоионные генераторы выполняются либо с цилиндрическими коаксиальными, либо с плоскими параллельными электродами.

Ниже приводятся типичные характеристики термодинамического генератора:

Температура эмиттера, °С	1600
Температура коллектора, °С	600
Выходное напряжение, В	0,3—0,8
Плотность тока на выходе, А/см ²	3—20
Плотность энергии на выходе, Вт/см ²	3—15
Коэффициент полезного действия, %	10—20

Плотность теплового потока на электродах высока, она лежит в пределах от 30 до 150 Вт/см². Генераторы этого типа не имеют движущихся частей и работают надежно в течение длительных периодов времени. Высокая температура отвода теплоты особенно подходит для применения радиационного охлаждения.

Тепловые трубы могут быть использованы как для теплового соединения термодинамического генератора с источником теплоты, так и для соединения генератора с отводящим теплоту радиатором. Ввиду большой значимости проблем надежности и срока службы устройства в космических приложениях как в США, так и в Европе была проделана большая работа по технологии изготовления, совместимости материалов и ресурсным испытаниям соответствующих высокотемпературных тепловых труб. Для подвода теплоты к эмиттеру в качестве рабочих жидкостей рассматривались литий и серебро, а для охлаждения коллектора — натрий и калий (данные по совместимости приведены в гл. 3).

7.7. СОХРАНЕНИЕ ВЕЧНОЙ МЕРЗЛОТЫ

В настоящее время, по-видимому самый крупный контракт на тепловые трубы заключен компанией Alyeska Pipeline Service (APS) с Mc Donnell Douglas Corporation (MDDC), которая должна поставить около 100 000 тепловых труб для Трансаляскинского нефтепровода. Приблизительная стоимость контракта 13 млн. долл.

Назначение этих тепловых труб — предотвратить оттаивание вечной мерзлоты вокруг опор поднятых над уровнем земли участков трубопровода. Диаметр использованных тепловых труб 5 и 7,5 см, а длина варьируется от 9 до 18 м.

При закладке фундаментов в районах вечной мерзлоты возникает ряд инженерных проблем. Подъем замерзших участков земли может вызвать относительное перемещение по вертикали свай, что приведет к серьезным разрушениям конструкций. С другой стороны, если фун-

дамент находится в мягком грунте, лежащем поверх слоя вечной мерзлоты, конструкция может опуститься вниз.

Если при работе трубопровода тепловое равновесие нарушится, то может произойти оттаивание вечной мерзлоты, при этом активный слой (глубина ежегодного оттаивания) с каждым летом будет увеличиваться, пока не будет достигнуто новое тепловое равновесие. Этот процесс, безусловно, скажется на прочностных свойствах грунта и целостности любого основания. Для сохране-

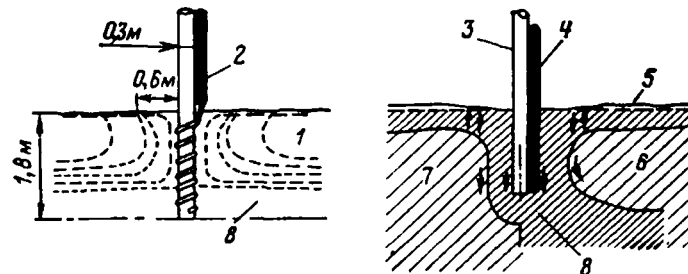


Рис. 7-14. Типы «крио-анкеров» для сохранения вечной мерзлоты. 1 — незамерзший слой; 2 — спиральный крио-анкерный стабилизатор; 3 — обшая свая; 4 — крио-анкерный стабилизатор; 5 — поверхность грунта; 6 — непромерзший слой при неглубокой вечной мерзлоте; 7 — непромерзший слой при глубокой вечной мерзлоте; 8 — мерзлота

ния состояния вечной мерзлоты вокруг фундаментов уже использовались такие способы, как изоляция и вентиляция конструкций, замораживание. Также исследовалась различными лабораториями [7-20, 7-21] возможность использования тепловых труб и термосифонов.

В разработанной корпорацией MDDC системе [7-20] в качестве рабочей жидкости используется аммиак. Теплота из грунта передается вверх к радиатору, размещенному над уровнем земли. Были испытаны различные типы «криоанкеров», два из них показаны на рис. 7-14. Поскольку тепловая труба очень длинная и работает в вертикальном положении, единственным путем передачи теплоты из атмосферы в почву будет теплопроводность по твердой стенке.

Результаты показали, что после установки криоанкеров осенью происходит быстрое охлаждение мягкого грунта, а весной в связи с повышением температуры воздуха охлаждение грунта криоанкерами прекращается. Температура грунта очень быстро нарастала, так как от

соседних менее холодных участков вечной мерзлоты притекала теплота, при этом устанавливались большие радиальные градиенты температуры. В летние месяцы по мере того, как эти градиенты снижались, рост температуры замедлялся.

В конце сезона оттаивания грунта температура вечной мерзлоты оставалась почти на $0,5^{\circ}\text{C}$ ниже обычных значений. Этот способ охлаждения грунта позволяет на 10 — 12 м уменьшить длину свай, необходимых для поддержки конструкций трубопровода.

7-8. ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА

Двигатель Стирлинга представляет собой поршневой двигатель внешнего сгорания, использующий газ в качестве рабочего тела. Подобно всем тепловым машинам он имеет высокотемпературный и низкотемпературный теплообменники. Тепловая труба может быть использована для передачи теплоты от единого источника к отдельным цилиндрам многоцилиндрового двигателя. Тепловые трубы могут быть также использованы для передачи отводимой теплоты радиатору. Идеальный цикл Стирлинга изображен на рис. 7-15.

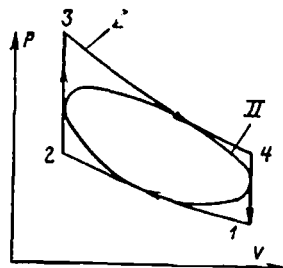


Рис. 7-15. Идеальный цикл Стирлинга.

I — идеальный при неравномерном перемещении поршня; *II* — идеальный при равномерном перемещении поршня.

Из приведенной P, V -диаграммы цикла следует, что при переходе из состояния 1 в состояние 2 газ сжимается при постоянной температуре. Во время этого процесса теплота отводится. Затем газ нагревается от состояния 2 до состояния 3, характеризуемого более высокой температурой. После этого газ может расширяться при постоянной температуре, переходя в состояние 4. Во время этого процесса происходит поглощение теплоты и производится полезная работа. Далее газ охлаждается при постоянном объеме, переходя из состояния 4 в состояние 1, и цикл замыкается.

Для идеального двигателя результирующая полезная работа будет представлена разностью между работой расширения и работой сжатия. Теплота, отведенная во время изохорического ($V = \text{const}$) охлаждения, аккумулируется в регенераторе и используется для подогрева газа во время осуществления второго изохорического процесса. Поскольку теплота поступает только от высокотемпературного источника и отдается только низкотемпературному стоку во время двух изотермических процессов, то к. п. д. цикла равен максимальному теоретическому тепловому машинному.

Масса, габариты и к. п. д. двигателя Стирлинга аналогичны соответствующим параметрам дизельного дви-

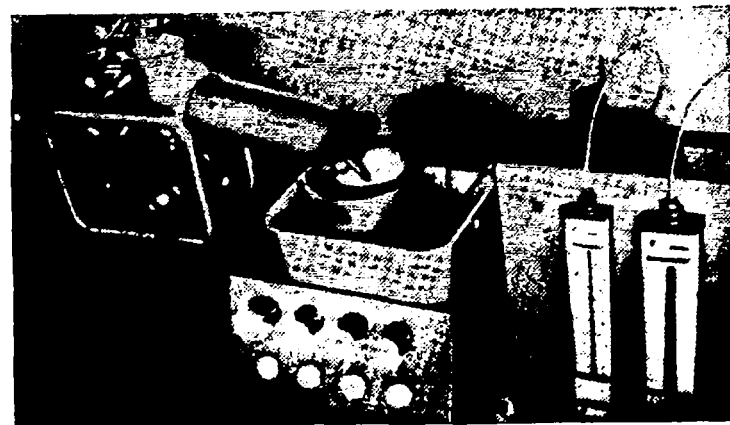


Рис. 7-16. Двигатель Стирлинга, соединенный тепловой трубой с источником теплоты — ванной с кипящим слоем.

гателя такой же мощности и скорости. Однако двигатель Стирлинга обладает определенными преимуществами по отношению к дизелю. В их числе большая продолжительность работы между профилактическими мероприятиями, меньше вредные выбросы, пониженный шум и вибрация.

Чтобы получить от данной машины максимальную мощность, необходимо использовать рабочее тело с максимальной теплопередающей способностью (обычно в этих целях используют водород или гелий) и работать при высоких температурах и давлениях (характерные

значения составляют 700 — 750°C и 10 МПа). Для высокотемпературной части двигателя Стирлинга наиболее подходит тепловая труба натрий-нержавеющая сталь. Подобного рода системы были разработаны фирмой Philips и в университете «Ридинг». Корпус из нержавеющей стали подходит для условий огневого обогрева. На рис. 7-16 представлена типичная компоновка двигателя. В данном случае в роли источника теплоты используется ванна с кипящим слоем.

7-9. «ВАПАЙП» (ИСПАРИТЕЛЬ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ТЕПЛОЙ ТРУБЫ)

Национальная техническая лаборатория (NEL) и исследовательская лаборатория компании Shell объединили свои усилия по применению тепловых труб к решению проблемы борьбы с выбросами вредных веществ с выхлопными газами бензиновых двигателей. На рис. 7-17 показано изменение концентрации в выхлопных газах обычного автомобильного двигателя углерода

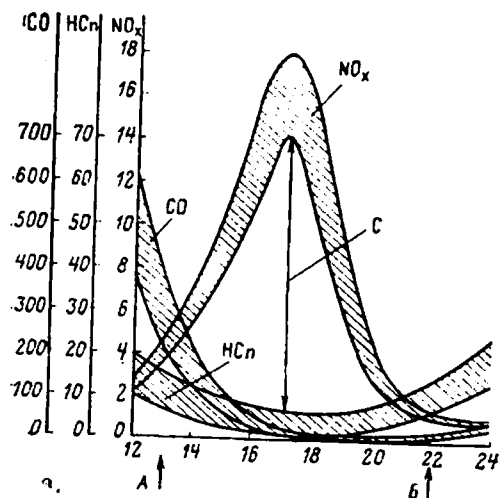


Рис. 7-17. Характерная зависимость концентрации вредных выбросов от соотношения воздух — топливо.

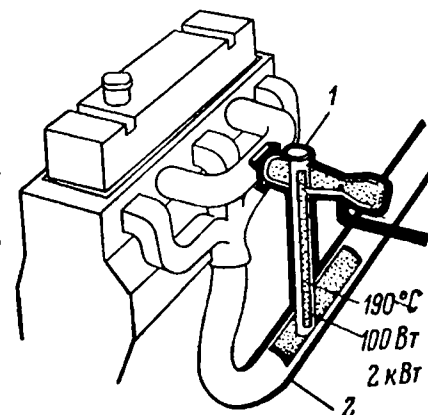
А — значение отношения воздух — топливо для обычного карбюратора; Б — значение отношения воздух — топливо при испаренном топливе; С — предельное значение концентрации смеси для обычного карбюратора.

СО, несгоревших углеводородов H_xC_y и окислов азота NO_x в зависимости от отношения воздух — топливо. Максимальный к. п. д. достигается приблизительно при отношении 15:1, а максимальная мощность — при отношении 12:1. Из рис. 7-17 видно, что по мере увеличения отношения воздух-топливо содержание СО уменьшается, а кон-

центрации H_xC_y и NO_x проходят через минимум и максимум соответственно. Значительное снижение концентрации как СО, так и NO_x может быть достигнуто выбором очень бедной смеси, однако в стандартных карбюраторных двигателях это невозможно из-за сложности воспламенения такой смеси. Сложности с воспламенением возникают из-за того, что не все топливо находится в испаренном виде. Это приводит к двум эффектам: во-первых, топливо распределяется неравномерно между цилин-

Рис. 7-18. Установка «Вапайп» (испаритель топлива на основе тепловой трубы).

1 — конденсирующаяся рабочая жидкость высвобождает скрытую теплоту; 2 — рабочая жидкость тепловой трубы испаряется выхлопными газами.



драм и, во-вторых, концентрация паров из-за наличия жидкого топлива оказывается недостаточно высокой. В случае применения устройства, называемого «Вапайп»¹, или иными словами испарителя топлива на основе тепловой трубы, последняя используется для соединения в тепловом отношении выхлопного и впускного (на выходе из карбюратора) патрубков двигателя. В результате теплота передается от выхлопных газов топливно-воздушной смеси, обеспечивая полное испарение топлива (рис. 7-18). Было установлено, что в этих условиях даже столь бедная смесь как 22:1 будет воспламеняться без затруднений. Результирующее снижение содержания NO_x и СО показано на рис. 7-17.

В отчете NEL — Shell описываются опыты, проведенные с двигателем 1-81. В этих опытах при полностью открытой дроссельной заслонке для испарения топлива

¹ Термин образован из двух начальных букв английского слова Vaporizer — испаритель и слова pipe — труба.

потребовалось 2,5 кВт теплоты. В первой конструкции через испарительное устройство проходил весь воздух, в последующей 20% воздуха шло вместе с топливом через испаритель, а оставшиеся 80% воздуха направлялись в обход его.

7-10. БИОЛОГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОВАЯ ТРУБА

Хотя рассматриваемые ниже вопросы в настоящее время составляют всего лишь основу рабочих гипотез и дальнейшие исследования продолжаются, эти гипотезы достаточно интересны, чтобы быть включенными в настоящую главу. Выдвинута гипотеза [7-22, 7-23] о существовании аналогии между действием потовых желез и работой тепловой трубы. Был сделан ряд допущений относительно потовой железы, находящейся в покое, которые опираются на наблюдения за работой желез. Наиболее существенным является допущение

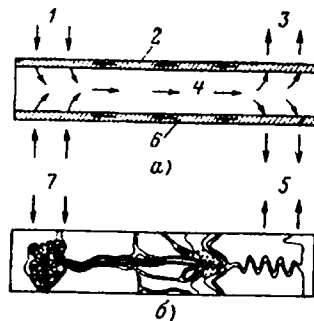


Рис. 7-19. Схематические изображения тепловой трубы (а) и потовой железы (б).

1 — подвод теплоты; 2 — фитиль; 3 — отвод теплоты; 4 — пар; 5 — конденсатор; 6 — жидкость; 7 — испаритель.

о том, что функция экринной потовой железы, находящейся в покое, состоит в терморегулировании и, следовательно, вода постоянно выделяется клубочками. Для обеспечения эффективного охлаждения тела эта вода должна испаряться в основании протоки. Другие наблюдения, детально описанные в [7-22], привели к заключению о существовании возвратного течения воды по потовым протокам благодаря капиллярному подсосу по слизистой оболочке и под действием осмоса. (Под покоящимся состоянием потовой железы понимается такое состояние, при котором не происходит выделения влаги на поверхности кожи, т. е. не происходит активного потовыделения.)

Представленная модель, а именно испарение воды, ее конденсация и возврат конденсата под действием (частично) капиллярных сил в «испаритель» имеет аналог в технической теплотехнике, а именно в тепловой трубе. Эта аналогия иллюстрируется рис. 7-19.

Теория тепловой трубы была использована для расчета характеристик потовых желез. Полученные результаты сравнивались с измерениями потерь теплоты человеческим телом. Характеристики эквивалентной тепловой трубы были следующими:

Длина тепловой трубы, мм	5
Диаметр тепловой трубы, мм	0,018
Толщина фитиля, мм	0,001

Размер пор фитиля, мм	0,00006
Теплопроводность фитиля, Вт/(м·К)	0,6
Пористость фитиля, %	69
Характер передачи теплоты к тепловой трубе	Теплопроводность
	2,5
Длина испарителя, мм	40
Температура вокруг испарителя, °С	25—40
Температура пара с 5°-ным интервалом, °С	20
Наружная температура, °С	Вода
Рабочая жидкость	Различный
Угол наклона тепловой трубы к горизонту	

При приложении этой модели к потовой железе было сделано допущение, что давление генерируемых в протоке водяных паров достаточно для удаления из нее воздуха. Если исходить из данных, наблюдаемых за работой потовых протоков [7-22, 7-23], то это допущение представляется обоснованным. (В некоторых случаях, например при пересадке кожи, потовые протоки были полностью закупорены и все же передавали значительное количество теплоты.)

Математическая модель является упрощенной в том отношении, что в ней принято допущение о переносе жидкости к испарителю исключительно по фитилю. Подтекание жидкости к основанию потовой протоки из других окружающих ее областей может сказаться на ограничении мощности передающей способности тепловой трубы по мере ее увеличения. Однако, если это подтекание также связано с капиллярным подсосом через поры, размер которых одного порядка с порами слизистой оболочки, то результаты расчетов по программе должны быть характерными в качестве первого приближения.

Результаты расчетов показали, что перекачивающая способность капиллярного фитиля ограничивала осевую теплопередающую способность эквивалентной тепловой трубы величиной в 10^{-5} Вт.

Плотность потовых желез в коже человека составляет примерно 200 1/см^2 , а поверхность человеческого тела составляет приблизительно 2 м^2 .

Если принять, что все потовые железы одного размера и имеют одну и ту же характеристику, а потому обладают одинаковыми характеристиками, и проинтегрировать их производительность по всей поверхности тела, то можно получить суммарное значение диссипации теплоты тела покоящимися потовыми железами. Если взять приведенные выше значения плотности потовых желез и поверхности тела, то суммарная диссипация составит 34 Вт. Полные потери теплоты телом в сидячем положении были измерены независимо, они составили приблизительно 100 Вт.

Несомненно, эта первая модель нуждается в существенной модификации, и такие факторы, как осмос и распределение радиальных потоков теплоты вдоль потовой протоки, должны быть проанализированы. Однако интересно отметить, что первые расчеты дали результаты, правильные по порядку величины.

7-11. ДРУГИЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Невозможно описать все практические приложения тепловых труб. Целью настоящей главы являлась иллюстрация

люстрация с помощью наиболее общих или интересных практических приложений различных возможностей тепловых труб. Тем не менее, приведенный ниже перечень может стимулировать читателя к тому, чтобы увидеть в рамках его собственной сферы деятельности возможности для применения тепловых труб.

Тепловые трубы используются: для охлаждения тормозов самолетов; в регенераторах газовых турбин; в трубчатых муфельных печах; для охлаждения гелиевых мишеней; в хирургическом криоинструменте; в солнечных коллекторах; в калориметрах; в кухонных сковородах и шампурах; в системах охлаждения масла двигателей; для охлаждения трансформаторов; для демонстрационных целей при обучении.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Свойства рабочих жидкостей

Азот	П-1-2	Пентан	П-1-5
Аммиак	П-1-3	Ртуть	П-1-15
Ацетон	П-1-7	Термек	П-1-14
Вода	П-1-12	Флутек РР-2	П-1-9
Гелий	П-1-1	Флутек РР-9	П-1-13
Гептан	П-1-11	Фреон-11	П-1-4
Калий	П-1-17	Фреон-113	П-1-6
Литий	П-1-19	Цезий	П-1-16
Метиловый спирт	П-1-8	Этиловый спирт	П-1-10
Натрий	П-1-18		

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-1

Гелий

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность пара, кг/м ³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10 ⁶	Вязкость пара, Па·с·10 ⁶	Давление пара, кПа	Удельная теплотворность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10 ³
-271	22,8	148,3	26,0	1,81	3,90	0,20	6	2,045	0,26
-270	23,6	140,7	17,0	2,24	3,70	0,30	32	2,699	0,19
-269	20,9	128,0	10,0	2,77	2,90	0,60	100	4,619	0,09
-268	4,0	113,8	8,5	3,50	1,34	0,90	229	6,642	0,01

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-2

Азот

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность пара, кг/м ³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10 ⁶	Вязкость пара, Па·с·10 ⁶	Давление пара, кПа	Удельная теплотворность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10 ³
-203	210,0	830,0	1,84	0,150	2,48	0,48	48	1,083	1,054
-200	205,5	818,0	3,81	0,146	1,94	0,51	74	1,082	0,985
-195	199,0	798,0	7,10	0,139	1,51	0,56	162	1,079	0,870
-190	190,5	778,0	10,39	0,132	1,26	0,60	331	1,077	0,766
-185	183,0	758,0	13,68	0,125	1,08	0,65	499	1,074	0,662
-180	173,7	732,0	22,05	0,117	0,95	0,71	669	1,072	0,561
-175	163,2	702,0	33,80	0,110	0,86	0,77	837	1,070	0,464
-170	152,7	672,0	45,55	0,103	0,80	0,83	1007	1,068	0,367
-160	124,2	603,0	80,90	0,089	0,72	1,00	1937	1,063	0,185
-150	66,8	474,0	191,00	0,075	0,65	1,50	2880	1,059	0,110

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-3

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-5

Аммиак

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10⁹	Вязкость пара, Па·с·10⁹	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10⁻³
-60	1434	714,4	0,08	0,294	0,33	0,72	27	2,050	4,06
-40	1384	690,4	0,05	0,303	0,29	0,79	76	2,075	3,57
-20	1338	665,5	1,62	0,304	0,26	0,85	193	2,100	3,09
0	1263	638,6	3,48	0,298	0,25	0,92	424	2,125	2,48
20	1187	610,3	6,69	0,286	0,22	1,01	846	2,150	2,13
40	1101	579,5	12,00	0,272	0,20	1,16	1534	2,160	1,83
60	1026	545,2	20,49	0,255	0,17	1,27	2980	2,180	1,36
80	891	505,7	34,13	0,235	0,15	1,40	4090	2,210	0,76
100	699	455,1	54,92	0,212	0,11	1,60	6312	2,260	0,50
120	428	374,4	113,16	0,184	0,07	1,89	9044	2,292	0,15

Пентан

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10⁹	Вязкость пара, Па·с·10⁹	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10⁻³
-20	390,0	663,0	0,01	0,149	0,344	0,51	10	0,825	2,01
0	378,3	644,0	0,75	0,143	0,283	0,53	24	0,874	1,79
20	366,9	625,5	2,20	0,138	0,242	0,58	76	0,922	1,58
40	355,5	607,0	4,35	0,133	0,200	0,63	152	0,971	1,37
60	342,3	585,0	6,51	0,128	0,174	0,69	228	1,021	1,17
80	329,1	563,0	10,61	0,127	0,147	0,74	389	1,050	0,97
100	295,7	537,6	16,54	0,124	0,128	0,81	719	1,088	0,83
120	269,7	509,4	25,20	0,122	0,120	0,90	1381	1,164	0,68

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-4

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-6

Фреон-11

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10⁹	Вязкость пара, Па·с·10⁹	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10⁻³
-60	211,9	1672	0,04	0,121	1,19	0,86	2	0,476	2,95
-40	204,0	1622	0,04	0,115	0,99	0,88	5	0,497	2,70
-20	196,8	1578	1,04	0,111	0,70	0,95	16	0,516	2,45
0	190,0	1533	2,59	0,108	0,55	1,01	42	0,532	2,18
20	183,4	1487	5,38	0,100	0,44	1,08	93	0,546	1,92
40	175,6	1439	10,07	0,097	0,37	1,14	182	0,561	1,67
60	167,5	1389	16,85	0,094	0,32	1,20	314	0,576	1,42
80	159,0	1334	30,56	0,089	0,28	1,25	585	0,590	1,17
100	146,9	1265	49,04	0,076	0,25	1,31	953	0,607	0,90
120	134,4	1194	67,53	0,064	0,23	1,37	1321	0,623	0,63
140	117,0	1105	110,66	0,055	0,22	1,49	1892	0,646	0,37

Фреон-113

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10⁹	Вязкость пара, Па·с·10⁹	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10⁻³
-50	173,0	1720	0,15	0,120	2,300	0,85	1	0,600	2,86
-30	167,8	1683	0,32	0,119	1,604	0,90	3	0,613	2,60
-20	165,4	1664	0,46	0,118	1,323	0,92	5	0,619	2,47
-10	163,2	1643	0,77	0,118	1,108	0,94	9	0,626	2,34
0	160,6	1621	1,26	0,117	0,942	0,97	12	0,632	2,21
10	158,0	1599	1,95	0,108	0,812	0,99	19	0,644	2,08
20	155,2	1576	3,00	0,098	0,707	1,02	37	0,656	1,96
30	152,3	1553	4,34	0,097	0,622	1,04	55	0,664	1,84
40	149,2	1529	6,02	0,095	0,553	1,07	79	0,669	1,73
50	145,9	1503	8,79	0,094	0,502	1,09	111	0,647	1,62
70	139,4	1452	14,34	0,091	0,401	1,13	204	0,691	1,40

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-7

Ацетон

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-40	660,0	860,0	0,03	0,200	0,800	0,68	1	2,00	3,10
-20	615,6	845,0	0,10	0,189	0,500	0,73	3	2,06	2,76
0	564,0	812,0	0,28	0,183	0,395	0,78	10	2,11	2,62
20	552,0	790,0	0,64	0,181	0,323	0,82	27	2,16	2,37
40	536,0	768,0	1,05	0,175	0,269	0,86	60	2,22	2,12
60	517,0	744,0	2,37	0,168	0,229	0,90	115	2,28	1,86
80	495,0	719,0	4,30	0,160	0,192	0,95	215	2,34	1,62
100	472,0	689,6	6,94	0,148	0,170	0,98	443	2,39	1,34
120	426,1	660,3	11,02	0,135	0,148	0,99	670	2,45	1,07
140	394,4	631,8	18,61	0,126	0,132	1,03	1049	2,50	0,81

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-8

Метиловый спирт

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-50	1194	843,5	0,01	0,210	1,700	0,72	1	1,20	3,26
-30	1187	833,5	0,01	0,208	1,300	0,78	2	1,27	2,95
-10	1182	818,7	0,04	0,206	0,945	0,85	4	1,34	2,63
10	1175	800,5	0,12	0,204	0,701	0,91	10	1,40	2,36
30	1155	782,0	0,31	0,203	0,521	0,98	25	1,47	2,18
50	1125	764,1	0,77	0,202	0,399	1,04	55	1,54	2,01
70	1085	746,1	1,47	0,201	0,314	1,11	131	1,61	1,85
90	1035	724,4	3,01	0,199	0,259	1,19	269	1,79	1,66
110	980	703,6	5,64	0,197	0,211	1,26	498	1,92	1,46
130	920	685,2	9,81	0,195	0,166	1,31	786	1,92	1,25
150	850	653,2	15,90	0,193	0,138	1,38	894	1,92	1,04

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-9

Флутек РР2

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)·10	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-30	106,2	1942	0,13	0,637	5,200	0,98	1	0,72	1,90
-10	103,1	1886	0,44	0,626	3,500	1,03	2	0,81	1,71
10	99,8	1829	1,39	0,613	2,140	1,07	9	0,92	1,52
30	96,3	1773	2,96	0,601	1,435	1,12	22	1,01	1,32
50	91,8	1716	6,43	0,588	1,005	1,17	39	1,07	1,13
70	87,0	1660	11,79	0,575	0,720	1,22	62	1,11	0,93
90	82,1	1599	21,29	0,563	0,543	1,26	143	1,17	0,73
110	76,5	1558	34,92	0,550	0,429	1,31	282	1,25	0,52
130	70,3	1515	57,21	0,537	0,314	1,36	438	1,33	0,32
160	59,1	1440	103,63	0,518	0,167	1,43	876	1,45	0,01

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-10

Этиловый спирт

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-30	939,4	825,0	0,02	0,177	3,40	0,75	1	1,25	2,76
-10	928,7	813,0	0,03	0,173	2,20	0,80	2	1,31	2,66
10	904,8	798,0	0,05	0,170	1,50	0,85	3	1,37	2,57
30	888,6	781,0	0,38	0,168	1,02	0,91	10	1,44	2,44
50	872,3	762,2	0,72	0,166	0,72	0,97	29	1,51	2,31
70	858,3	743,1	1,32	0,165	0,51	1,02	76	1,58	2,17
90	832,1	725,3	2,59	0,163	0,37	1,07	143	1,65	2,04
110	786,6	704,1	5,17	0,160	0,28	1,13	266	1,72	1,89
130	734,4	678,7	9,25	0,159	0,21	1,18	430	1,78	1,75

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-11

Гептан

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплосодержательность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-20	384,0	715,5	0,01	0,143	0,69	0,57	1	0,83	2,42
0	372,6	699,0	0,17	0,141	0,53	0,50	2	0,87	2,21
20	362,2	683,0	0,49	0,140	0,43	0,63	8	0,92	2,01
40	351,8	667,0	0,97	0,139	0,34	0,66	20	0,97	1,81
60	341,5	649,0	1,45	0,137	0,29	0,70	32	1,02	1,62
80	331,2	631,0	2,31	0,135	0,24	0,74	62	1,05	1,43
100	319,6	612,0	3,71	0,133	0,21	0,77	110	1,09	1,28
120	305,0	592,0	6,08	0,132	0,18	0,82	185	1,16	1,10

Флуток РР9

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплосодержательность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
-30	103,0	2098	0,01	0,060	5,77	0,82	0	0,80	2,36
0	98,4	2029	0,01	0,059	3,31	0,90	0	0,87	2,08
30	94,5	1960	0,12	0,057	1,48	1,06	1	0,94	1,80
60	90,2	1891	0,61	0,056	0,94	1,18	3	1,02	1,52
90	86,1	1822	1,93	0,054	0,65	1,21	12	1,09	1,24
120	83,0	1753	4,52	0,053	0,49	1,23	28	1,15	0,95
150	77,4	1685	11,81	0,052	0,38	1,26	61	1,23	0,67
180	70,8	1604	25,13	0,051	0,30	1,33	158	1,30	0,40
225	59,4	1455	63,27	0,049	0,21	1,44	421	1,41	0,01

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-12

Вода

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплосодержательность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
20	2448	998,2	0,01	0,612	1,00	0,96	2	1,85	7,40
40	2402	992,3	0,05	0,630	0,65	1,04	7	1,86	6,96
60	2359	983,0	0,14	0,649	0,47	1,12	20	1,87	6,62
80	2309	972,0	0,29	0,668	0,36	1,19	47	1,88	6,26
100	2258	958,0	0,60	0,680	0,28	1,27	101	1,88	5,89
120	2200	945,0	1,12	0,682	0,23	1,34	202	1,89	5,50
140	2139	928,0	1,99	0,683	0,20	1,41	390	1,90	5,06
160	2074	909,0	3,27	0,679	0,17	1,49	644	1,91	4,66
180	2003	888,0	5,16	0,669	0,15	1,57	1004	1,92	4,29
200	1967	865,0	7,87	0,659	0,14	1,65	1619	1,93	3,89

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-14

Термекс

(эвтектическая смесь дифенил-дифенилоксид)

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплосодержательность, кДж/(кг·К)	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
100	354,0	992,0	0,03	0,131	0,97	0,67	1	1,34	3,50
150	338,0	951,0	0,22	0,125	0,57	0,78	5	1,51	3,00
200	321,0	905,0	0,94	0,119	0,39	0,89	25	1,67	2,50
250	301,0	858,0	3,60	0,113	0,27	1,00	88	1,81	2,00
300	278,0	809,0	8,74	0,106	0,20	1,12	243	1,95	1,50
350	251,0	755,0	19,37	0,099	0,15	1,23	555	2,03	1,00
400	219,0	691,0	41,89	0,093	0,12	1,34	1090	2,11	0,50
450	185,0	625,0	81,00	0,086	0,10	1,45	1900	2,19	0,03

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-15

Ртуть

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10⁴	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, (кДж/(кг·К))·X10	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10
150	308,8	13 230	0,01	9,99	1,09	0,39	1	1,04	4,45
250	303,8	12 995	0,60	11,23	0,96	0,48	18	1,04	4,15
300	301,3	12 890	1,73	11,73	0,93	0,53	44	1,04	4,00
350	298,9	12 763	4,45	12,18	0,89	0,61	116	1,04	3,82
400	296,3	12 656	8,75	12,58	0,85	0,66	242	1,04	3,74
450	293,8	12 508	16,80	12,95	0,83	0,70	492	1,04	3,61
500	291,3	12 308	28,60	13,31	0,80	0,75	883	1,04	3,41
550	288,8	12 154	44,92	13,62	0,79	0,81	1503	1,04	3,25
600	286,3	12 054	65,75	13,87	0,78	0,87	2377	1,04	3,15
650	283,5	11 962	94,39	14,15	0,78	0,95	3495	1,04	3,03
750	277,0	11 800	170,00	14,80	0,77	1,10	6300	1,04	2,75

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-16

Цезий

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³·10³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10³	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, (кДж/(кг·К))·X10	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
375	530,4	1740	0,01	20,76	0,25	2,20	2	1,56	5,81
425	520,4	1730	0,01	20,51	0,23	2,39	4	1,56	5,61
475	515,2	1720	0,02	20,02	0,22	2,40	9	1,56	5,36
525	510,2	1710	0,03	19,52	0,20	2,50	16	1,56	5,11
575	502,8	1700	0,07	18,83	0,19	2,55	36	1,56	4,81
625	495,3	1690	0,10	18,13	0,18	2,60	57	1,56	4,51
675	490,2	1680	0,18	17,48	0,17	2,67	104	1,56	4,21
725	485,2	1670	0,26	16,83	0,17	2,75	152	1,56	3,91
775	477,8	1655	0,40	16,18	0,16	2,82	246	1,56	3,66
825	470,3	1640	0,55	15,53	0,16	2,90	341	1,56	3,41

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-17

Калий

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10⁴	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, (кДж/(кг·К))·X10	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10³
350	2093	763,1	0,002	51,08	0,21	0,15	1	5,32	9,50
400	2078	748,1	0,006	49,08	0,19	0,16	1	5,32	9,04
450	2060	735,4	0,015	47,08	0,18	0,16	2	5,32	8,69
500	2040	725,4	0,031	45,08	0,17	0,17	5	5,32	8,44
550	2020	715,4	0,062	43,31	0,15	0,17	10	5,32	8,16
600	2000	705,4	0,111	41,81	0,14	0,18	19	5,32	7,86
650	1980	695,4	0,193	40,08	0,13	0,19	35	5,32	7,51
700	1960	685,4	0,314	38,08	0,12	0,19	61	5,32	7,12
750	1938	675,4	0,486	36,31	0,12	0,20	99	5,32	6,72
800	1913	665,4	0,716	34,81	0,11	0,20	155	5,32	6,32
850	1883	653,1	1,054	33,31	0,10	0,21	234	5,32	5,92

ПРИЛОЖЕНИЕ 1-18

Натрий

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10³	Вязкость пара, Па·с·10⁴	Давление пара, кПа	Удельная теплоспособность, (кДж/(кг·К))·X10	Поверхностное натяжение, (Н/м)·10
500	4370	828,1	0,003	70,08	0,24	0,18	1	9,04	1,51
600	4243	805,4	0,013	64,62	0,21	0,19	4	9,04	1,42
700	4090	763,5	0,050	60,81	0,19	0,20	15	9,04	1,33
800	3977	757,3	0,134	57,81	0,18	0,22	47	9,04	1,23
900	3913	745,4	0,306	53,35	0,17	0,23	125	9,04	1,13
1000	3827	725,4	0,667	49,08	0,16	0,24	281	9,04	1,04
1100	3690	690,8	1,306	45,08	0,16	0,25	549	9,04	0,95
1200	3577	659,0	2,303	41,08	0,15	0,26	959	9,04	0,86
1300	3477	654,0	3,622	37,08	0,15	0,27	1591	9,04	0,77

Литий

Температура, °С	Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	Плотность жидкости, кг/м³	Плотность пара, кг/м³	Теплопроводность жидкости, Вт/(м·К)	Вязкость жидкости, Па·с·10⁹	Вязкость пара, Па·с·10⁹	Давление пара, кПа	Удельная теплосодержательность, кДж/(кг·К)	Повышенное наложение, (Н/м)·10
1030	20 500	450	0,005	67	0,24	1,67	7	0,532	2,90
1130	20 100	440	0,013	69	0,24	1,74	17	0,532	2,85
1230	20 000	430	0,028	70	0,23	1,83	45	0,532	2,75
1330	19 700	420	0,057	69	0,23	1,91	96	0,532	2,60
1430	19 200	410	0,108	68	0,23	2,00	185	0,532	2,40
1530	18 900	405	0,193	65	0,23	2,10	330	0,532	2,25
1630	18 500	400	0,340	62	0,23	2,17	530	0,532	2,10
1730	18 200	398	0,490	59	0,23	2,26	890	0,532	2,05

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Теплопроводность материалов корпусов тепловых труб и фитилей

Материалы	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Материалы	Теплопроводность, Вт/(м·К)
Алюминий	205	Сталь	45
Бронза	113	Нержавеющая сталь 304	17,3
Медь (0—100°C)	394	Фторопласт	0,17
Стекло	0,75		
Никель (0—100°C)	88		

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Поставщики материалов, используемых при изготовлении тепловых труб

Материалы фитиля.
 Пенообразные металлы.
 Hogen Industries 37645 Vine Street, Willoughby, Ohio 44094, USA.
 Листы из керамических волокон.
 The Chemical and Insulating Co. Ltd., Darlington, UK.
 Спеченные материалы.
 Sintered Products Ltd., Hamilton Road, Sulton-in-Ashfield, Notts. NG17 5LL. UK.
 British Metal Sinterings Association, C/O Peat, Marwick, Mitchel Co. Ltd., Windsor House, Temple Row, Birmingham 2. UK.
 Металлические порошки.
 Goodfellow Metals Ltd., Ruxley Towers, Claygate, Esher, Surrey KT 10 OTS. UK.
 Проволочные сетки.
 Begg, Cousland and Co. Ltd., Springfield Wire Works, 636, Springfield Road, Glasgow G40 3HS, Scotland.
 N. Greenings Ltd., Britannia Works, Warrington WA5 5JX, Lancashire. UK.
 Обезжиренные высоковакуумные вентили (стеклянные).
 J. Young (Scientific Glassware) Ltd., 11 Colville Road, Acton, London W3 8BS. UK.
 Нержавеющие стальные трубы.
 Oxford Instruments, Osney Mead, Oxford OX2 ODX. UK.
 Fine Tubes Ltd., Estover Works, Grownhill, Plymouth PL6 7LG. UK.
 Пористые металлы.
 Gould Inc., 540 East 105th Streeth, Cleveland, Ohio 44108. USA.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Изготовители тепловых труб

Isothermics Inc., P. O. Box 86, Augusta, New Jersey 07822. USA.
 Energy Conversion Systems, 623 Wyoming SE, Albuquerque, New Mexico 87112. USA.
 Hughes Aircraft Company, Electron Dynamics Division, 3100 West Lomita Boulevard, Torrance, California 90509. USA.
 Heat Pipe Corp. of America, 141 Park Place, Watchung, New Jersey 07060, USA.
 Thermo Electron Corp., 85 First Avenue, Waltham, Massachusetts 02154, USA.
 Dynatherm Corp., Baltimore, Md. 21204. USA.
 Power Technology Corp., 105 Enterprise Drive, Ann Arbor, Michigan 48103. USA.
 Redpoint Associates, Lynton Road, Cheyney Manor, Swindon, Wiltshire. UK.

Q-Dot Corp., 151 Regal Row, Suite 120, Dallas, Texas 75247, USA.

Solek Ltd., 16 Hollybush Lane, Sevenoaks, Kent. UK.

McDonnell Douglas Corp., Donald W. Douglas Labs., 2955 George Washington Way, Richland, Washington 99352, USA.

International Research and Development Co. Ltd., Fossway, Newcastle upon Tyne NE6 2YD. UK.

Noren Products Inc., 846 Blandford Blvd., Redwood City, California 94062, USA.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Библиография

по практическому использованию тепловых труб

Abu-Romia M. M., Bhatia B. Measurement of stagnation point heat transfer from plasma torch using heat pipe calorimetry. — 9th Aerospace Sciences Meeting. AIAA Paper 71-81. New York, 1971.

Heat pipe application for spacecraft thermal control/Anand D. K. et al. — JHU Tech Memo., APL-TG-922, AD 662 241, Johns Hopkins Univ., Appl. Phys. Lab., 1967.

Anderson J. L., Lantz E. A nuclear thermionic space power concept using rod control and heat pipes. — NASA TM-X-52446. Lewis Research Center, 1968.

Asselman G. A. A., Green D. B. Heat Pipes, II—Applications. — Philips Tech. Rev., 1973, v. 33, № 4, p. 104—113.

Basuluis A., Uni-directional heat pipes to control TWT temperature in synchronous orbit. — Proc. Thermodynamics and Thermophysics of Space Symp. Palo Alto (Calif): 1970, p. 165—173.

Basuluis A., Dixon J. C. Heat pipe design for electron tube cooling. — ASME Paper 69-HT-25, 1969.

Basuluis A., Filler M. Characteristics of six novel heat pipes for thermal control applications. — ASME Paper 71-Av-29, 1971.

Basuluis A., Hummel T. A. The application of heat pipe technique to electronic component cooling. — ASME Paper 72-WA/HT-42, 1972.

Berger M. E., Kelly W. H. Application of heat pipes to the ATS-F Spacecraft. — ASME Paper 73-ENAs-46, 1973.

Bienert W. B. Heat pipes for solar energy collectors. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Paper 12-1. Stuttgart: 1973.

Bienert W. B., Krolczek E. Experimental high performance heat pipes for the OAO-C spacecraft. — ASME Paper 71-Av-26, 1971.

Bohdansky J., Schins H. E. J. New method for vapor-pressure measurements at high temperature and high pressure. — J. Appl. Phys. 1965, v. 36, № 11, p. 3683—3684.

Breitweiser R. Use of heat pipes for electrical isolation. — IEEE 1970. Thermionic Conversion Specialist Conf., 1970, p. 185—190.

Industrial applications of alkali-metal heat pipes/Brost O. e. a. — Proc 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 11—3. Stuttgart: 1973.

Brost O., Shubert K. P. Development of alkali-metal heat pipes as thermal switches. — Proc. 1st Heat Pipe Conf., Paper 12—2, Stuttgart: 1973.

Brown A., Morris K. J. Heat pipes for domestic use. — Proc 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 11—2, Stuttgart: 1973.

Busse C. A., Caron R., Capelletti C. Prototypes of heat pipe thermionic converters for space reactors. — IEE, 1st Int. Conf. on Thermionic Elect. Power Generation, London: 1965.

Calimbas A. T., Hulett R. H. An avionic heat pipe. ASME Paper 69-HT-16, 1969.

Conway E. C., Kelley M. J. A continuous heat pipe for spacecraft thermal control. — Proc. Annual Aviation and Space Conf., Beverly Hills (Calif.) ASME, 1968, p. 655—658.

Corman J. C., McLaughlin M. H. Thermal design of heat pipe cooled a. c. motor. — ASME Paper 71-WA/HT-14, 1971.

Deverall J. E. Heat pipe thermal control of irradiation capsules. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 8—2. Stuttgart: 1973.

Dunn P. D., Rice G. Reactor fuel test rig using heat pipe control. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 8—3, Stuttgart: 1973.

Dutcher C. H., Burke M. R. Heat pipes — a cool way to cool circuitry. — Electronics, 1970, v. 34, № 4, p. 94—100.

Eddleston B. N. F., Hecks K. Application of heat pipes to the thermal control of advanced communications spacecraft. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 9—4. Stuttgart: 1973.

Edwards J. P. Liquid and vapour cooling systems for gas turbines. — ARC-CP-1127. London: HMSO, 1970.

Feldman K. T., Whiting G. H. Applications of the heat pipe. Mech. Engng., 1968, v. 90, № 11, p. 48—53.

Fitton G. L. Taking out the heat. — Electronic Engineering, 1973, v. 45, № 550.

Гаврилов А. Ф. Конструкция воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем. — Теплоэнергетика, 1966, № 8, стр. 92—93.

Gerrels E. E., Larson J. W. Bryton cycle vapour chamber (heat pipe) radiator study. — NASA CR1677. General Electric Company, 1971.

Green D. B. A thermal conductivity apparatus employing heat pipes. — Philips Research Lab. Report. Eindhoven: 1972.

Industrial applications of low temperature heat pipes/Groll M. e. a. — Proc. 1st Int. Heat Pipes Conf., Paper 11—1. Stuttgart: 1973.

An electrical feedback controlled high capability variable conductance heat pipe for satellite application/Groll M. et al. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Paper 8—1. Stuttgart: 1973.

Guenard P. High power linear beam tube devices. — J. Microwave Power, 1970, v. 5, p. 261—267.

Orbiting astronomical laboratory heat pipe flight performance data/Harwell W. et al. — AIAA Paper 73—758, 1973.

Harbaugh W. E., Eastman G. Y. Applying heat pipes to thermal problems. — Heat Piping and Air Condit., 1970, v. 42, № 10, p. 92—96.

Hassan H., Accensi A. Spacecraft applications of low temperature heat pipes. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 9—1, Stuttgart: 1973.

An ATS-E solar cell space radiator utilizing heat pipes/Hinderman J. D. et al. — AIAA Paper 69—630, 1969.

Development of heat pipe radiator elements/Hope U. e. a. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 10-3, Stuttgart: 1973.

The Geos-II heat pipe system and its performance in test and in orbit/NASA CR-94585, JHU 52P-3-25. Johns Hopkins Univ. Appl. Phys. Lab., 1968.

11023-23

Kirkpatrick J. P., Marcus B. D. A variable conductance heat pipe flight experiment. — AIAA Paper 71-411, 1971.

Kopf L. A low temperature heat pipe used as a thermal switch. — Rev. Scient. Instrum., 1972, v. 42, № 12, p. 1764—1765.

Larkin B. S., Johnston G. T. A experimental field study of the use of 2-phase thermosiphons for the preservation of permafrost. National Research Council, Canada. — Paper presented at Annual Congress of the Engineering Institute of Canada. Montreal: 1973, 2nd October.

Larkin B. S. A computer cooling application of thermosiphons. — Engineering Journal (Canada), 1973, № 1, p. 29—33.

A thermosiphon heat exchanger for use in animal shelters/ Larkin B. S. et al. — Paper 74-210. Canadian Soc. of Agricultural Engineers, 1974.

Lidbury J. A. A helium heat pipe. — NDG Report 72-11. Rutherford High Energy Lab., 1972.

Lindsey R., Wilson J. Heat pipe vaporisation of gasoline — vapour pipe. — 1st Symp. on Low Pollution Power Systems Development. Ann Arbor: 1973.

Losch H. R., Pawlowski P. H. Heat pipe and phase changing material (PCM) sounding rocket experiment. — AIAA Paper 73-759, 1973.

Development and test of a heat pipe radiative plate for space applications/Martinez I. et. al. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart; 1973.

Milleron N., Wolgast R. Cryopumping the omnitron ultra-vacuum system using heat pipes and metallic conductors. — IEEE Trans. Nuclear Sci., 1969, v. NS-16, Pt 3, p. 941—944.

NBS Technical News Bulletin. v. 53. Heat pipe oven generates homogeneous metal vapours. 1969, № 8, p. 172—173.

Pitts J. H., Walter C. E. Conceptual design of a 10 MWe nuclear Rankine system for space power. — J. Spacecraft and Rockets, 1970, v. 7, № 3, p. 259—265.

Puthoff R. L., Silverstein C. C. Application of heat pipes to a nuclear aircraft propulsion system. — AIAA Paper 70-662, 1970.

Reay D. A. Heat pipe cooling offers many advantages. — Electronics Engng, 1972, v. 44, № 8, p. 35—37.

Reay D. A., Summerbell D. The development of heat pipes for satellites. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 9—2. Stuttgart: 1973.

Rice G., Hammerton J. C. Investigation into possible means of fuel saving in steel slab reheat furnaces. Report № 4. — Reading University, Department of Appl. Phys. Sci. Reading, Berks: 1968, December.

Heat pipe applications to space vehicles/ Roukis J. e. a. — AIAA Paper 71-410, 1971.

Rousar D. C. Heat pipe cooled thrust chambers for space storable propellants. — AIAA Paper 70-942, 1970.

Savage C. J. Heat pipes and vapour chambers for satellite thermal balance. — RAE TR-69125, Farnborough, Hants: Royal Aircraft Establishment, 1969.

Shelsiek P. K., Ernst D. M. Heat pipe development for thermionic converter applications. — 4th Intersoc. Energy Conversion Conf., Washington D. C.: AIChE, 1969, p. 879—887.

Shlosinger A. P. Heat pipe devices for suit temperature control. — NASA CR-1400, TRW Systems Group, 1969.

Silverstein C. C. Heat pipe gas turbine regenerators. — ASME Paper 68-WA/GT-7, 1968.

Silverstein C. C. A feasibility study of heat pipe cooled leading edges for hypersonic cruise aircraft. — NASA CR-1857, 1971.

Thurman J. L., Ingram E. H. Application of heat pipes to reduce cryogenic boil-off in space. — J. Spacecraft and Rockets, 1969, v. 6, № 3, p. 319—321.

Vidal C. R., Haller F. B. Heat pipe oven applications. — I. Isothermal heater of well defined temperature. II. Production of metal vapour-gas mixtures. — Rev. Scient. Instrum., 1971, v. 42, № 12, p. 1799—1784.

Waters E. D. Arctic tundra kept frozen by heat pipes. — The Oil and Gas J. (US), 1974, August.

Weismantel G. E. Alaska pipeline spinoffs. — Chemical Engng, 1974, v. 81, № 6, p. 42—44.

Wilson J. L. Developments in heat transfer of interest to the heating and ventilating engineer. — J. Instn. Heat. Vent. Engrns, 1971, v. 39, № 9, p. 123—127.

Wright J. P., Pence W. R. Development of a cryogenic heat pipe radiator for a detector cooling system. — ASME Paper 73-ENAS-47, 1973.

Zimmermann P., Pruschek R. Principles and industrial applications of heat pipes. DECHEMA: Monogr., 1970, v. 65 (Nos 1168—1192), p. 67—84.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Патенты по тепловым трубам

Приведенный ниже перечень патентов, зарегистрированных в Англии и США, включает в себя существенные и интересные разработки и практические приложения. Этот перечень не является исчерпывающим и охватывает патенты, опубликованные лишь до 1974 г. Семизначное число дает номер патента, а приведенная дата — день подачи заявки.

П-6-1. Принцип действия тепловой трубы

2279548
(США)
11 июня 1938 г.

Труба для испарения жидкости. В этом патенте описывается труба, содержащая капиллярные канавки для облегчения раздачи жидкости и, следовательно, ее испарения в парогенераторах.

2350348
(США)
21 декабря 1942 г.

Первый патент Гоглера, в котором дается описание тепловой трубы.

3229759
(США)
2 декабря 1963 г.

Патент Гровера на тепловую трубу. В результате поисков бюро патентов было обнаружено семь других патентов, включая патент Гоглера, однако патент Гровера был принят. Он зарегистрирован в Англии 25 ноября 1974 г. под № 1027719.

П-6-2. Геометрии фитилей

3528494
(США)
7 ноября 1966 г.

Леведал описывает тепловую трубу с аксиальными канавками в стенке корпуса. Предполагается, в частности, ее использование с малотеплопроводными рабочими жидкостями.

1118468
(Англия)
16 ноября 1965 г.

Патент Euratom, также описывающий конструкцию с продольными канавками. Применение ограничено определенной геометрией устройств.

1275946
(Англия)
25 августа 1969 г.

Джанкерс описывает большое число артериальных фитилей (всего приблизительно 20 типов), пригодных для использования в тепловых трубах для космоса.

3786861
(США)
12 апреля 1971 г.

Патент института Battelle на фитиль с параллельными продольными капиллярными каналами. Поперечное сечение каждого канала от 10^{-4} до 10^{-1} мм². Фитиль имеет выемки в зоне испарения и конденсации для обеспечения выхода избыточной жидкости.

П-6-3. Технология производства

1228103
(Англия)
5 мая 1969 г.

Патент Euratom, описывающий технологию соединения сетки с пластиной, которая в последующем превращается в трубку, используемую в качестве корпуса тепловой трубы. При проварке шва любая артериальная система, расположенная вдоль шва, будет оставаться на месте.

1125485
(Англия)
27 января 1966 г.
1194530
(Англия)
20 мая 1969 г.

Патент Euratom, описывающий технологию изготовления канавок.

Патент Metallgesellschaft Ag., в котором описываются присадки, используемые в тепловых трубах литий-тугоплавкий металл в качестве агентов, стабилизирующих процесс окисления, в качестве таких указываются иттрий или другие редкоземельные элементы.

3620298
(США)
22 июля 1970 г.

Патент McDannel Douglas Corporation по способам соединения артерий в тепловых трубах, имеющих повороты на 90° и т. п., с помощью соединительных вставок.

1313525
(Англия)
5 октября 1970 г.

Патент Brown Bowery, описывающий процесс осаждения паров на стенках тепловой трубы с целью получения пористого слоя, выполняющего функции фитиля.

3753364
(США)
8 февраля 1971 г.

Патент Q-Dot Corporation по технологии изготовления тепловых труб со спиральными канавками с помощью специальных отрезных резцов.

П-6-4. Применение

3302042
(США)
23 октября 1965 г.

Патент описывает применение высокотемпературных тепловых труб в ядерных реакторах, в частности в термоядерных преобразователях.

1183145
(Англия)
29 января 1968 г.

Патент RCA по охлаждению с помощью тепловых труб электронных ламп.

3607209
(США)
26 мая 1969 г.

Патент Thermoelectron Corporation по применению тепловых труб для обеспечения равномерности процесса плавки стекла в печах. К тепловым трубам теплота поступает от горелок.

1255114
(Англия)
6 мая 1970 г.

Описывается теплообменник воздух—воздух, в котором два воздушных канала связаны общими тепловыми трубами, испарители которых расположены в одном из каналов, а конденсаторы — в другом, предназначенном для подогрева воздуха.

3651865
(США)
21 августа 1970 г.

Описывается тепловая труба, используемая для охлаждения электронных компонент. В одном из вариантов для регулирования температуры используется инертный газ.

3662542
(США)
3 сентября 1969 г.

Предложен воздухоподогреватель, утилизирующий теплоту выхлопных газов двигателя, для кондиционирования воздуха, регулирования температуры в кабине и т. д.

1288222
(Англия)
25 июня 1969 г.

Описан предохранитель на базе тепловой трубы с передачей конденсата под действием капиллярных сил вдоль плавкого проводника. При пропускании электрического тока повышенной силы наступает кризис кипения и предохранитель перегорает.

3715610
(США)
7 марта 1972 г.

Патент General Electric на охлаждение вращающихся машин с помощью вращающихся тепловых труб.

1304771
(Англия)
23 января 1970 г.

Патент TRW Systems на изотермическую муфельную печь.

3788389
(США)
25 августа 1971 г.

В патенте описывается система опорных конструкций со стабилизацией вечной мерзлоты (см. гл. 7).

П-6-5. Тепловые трубы переменной проводимости

3525386
(США)
22 января 1969 г.

Гровер описывает тепловую трубу переменной проводимости с использованием инертного газа для изменения объема конденсатора.

1222310
(Англия)
30 декабря 1969 г.

Описаны предложенные TRW Systems способы регулирования потоков пара и жидкости в тепловых трубах, включая вентили, полностью заполненные фитилем пространства, позволяющие перетекать только жидкости, и другие способы. Предложенные сферы приложения включают терморегулирование космических скафандров.

3613773
(США)
7 декабря 1964 г.

Патент RCA (патент принят в 1971 г.). Описывает обычную тепловую трубу переменной проводимости с резервуаром с инертным газом с одного конца трубы. Предложен холодный резервуар, свободный от фитиля.

1238609
(Англия)
25 ноября 1969 г.

Этот патент Евратома представляет собой развитие тепловых труб переменной проводимости, при этом температура в резервуаре регулируется размещением последнего в кольцевом канале, образованном второй тепловой трубой. Последняя непосредственно связана с основной трубой, у испарителя которой требуется осуществлять регулирование температуры.

П-6-6. Другие типы тепловых труб

3561525
(США)
2 июля 1969 г.

Осмогическая тепловая труба Бэра (см. гл. 5).

3563309
(США)
16 сентября 1968 г.

Бейсьюанс описывает тепловую трубу с улучшенной электрической прочностью для передачи теплоты между точками с различным электрическим потенциалом.

3568762
(США)
23 мая 1967 г.

Приложение RCA, в котором паровой канал размещается внутри тепловой трубы для предотвращения срыва жидкости в зоне противоточного движения фаз.

3587725
(США)
16 октября 1968 г.

Описывается однонаправленная тепловая труба (способность передавать теплоту только в одном направлении). Указанная цель достигается размещением в зоне предпочтительного испарения фитиля большего проходного сечения, чем в других областях.

3603382
(США)
3 ноября 1969 г.

Описывается кольцевая тепловая труба, которая может работать как трансформатор теплового потока в радиальном направлении. Для возврата жидкости к внутреннему каналу используется радиальный фитиль.

3613778
(США)
3 марта 1969 г.
1281272
(Англия)
14 апреля 1970 г.

Описывается плоская тепловая труба с пористым металлическим фитилем или слоями сетки в паровом канале.

Этот патент BROWN BOWERY описывает использование агентов, улучшающих смачивание в водяных тепловых трубах для увеличения капиллярного напора. Одним из предложенных агентов является натриевая соль алкил-нафталинсульфофосфорной кислоты («некал»). Из приведенных примеров следует, что добавки увеличивали мощность в тех случаях, когда полное смачивание не обеспечивалось обычными средствами.

1283332
(Англия)
5 января 1970 г.

Компанией Siemens предложена вращающаяся (бесфитильная) тепловая труба для охлаждения электрических машин.

3677337
(США)
10 сентября 1970 г.
3700028
(США)
1 декабря 1970 г.

Патент, описывающий дальнейшее развитие конструкций тепловой трубы, работающей на основе осмоса.

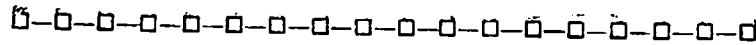
Описывается однонаправленная тепловая труба, в которой фитиль в зоне предпочтительной конденсации удален от стенки, в результате чего эта область не может быть использована в качестве испарителя.

1327794
(Англия)
11 июня 1970 г.

Фирма Magsoni запатентовала тепловую трубу «с облегающей» стенкой, которая может быть плотно прижата к электронным компонентам, что позволяет избежать сложностей крепления этих устройств непосредственно на тепловых трубах.

1361505
(Англия)
8 октября 1971 г.

IRD предложила систему, в которой фитиль облегает охлаждаемые элементы, фитиль соединен с резервуаром с жидкостью, тем самым исключается термическое сопротивление на границе со стенкой тепловой трубы. Модуль в целом герметизируется.



Список литературы

К введению

- B-1. Пат. № 2350348 (США).
B-2. Пат. № 3229759 (США).
B-3. Grover G. M., Cotter T. P., Erickson G. F. Structures of very high thermal conductance. — J. Appl. Phys., 1964, v. 35, p. 1990.
B-4. Cotter T. P. Theory of heat pipes. Report N LA-3246-MS. Los Alamos Sci. Lab., 1965.
B-5. Cheung H. A critical review of heat pipe theory and application. UCRL-50453.
B-6. Chisholm D. The heat pipe. TL/ME/2. London: M and B Technical Libr. Publ. Mills and Boon Ltd., 1971.
B-7. McKechhie J. The heat pipe: a list of pertinent references. — Appl. Heat S. R. BIB. East Kilbride: Nat. Engineering Lab., 1972, 2—12.

К главе 1

- 1-1. Пат. № 2350348 (США).
1-2. Пат. № 3229759 (США).
1-3. Grover G. M., Cotter T. P., Frikson G. F. Structure of very high thermal conductance. J. Appl. Phys., 1964, v. 35 (6), p. 1990—1991.
1-4. Bainton K. F. Experimental heat pipes. AERE-M1610. Harwell (Berks): Atomic Energy Research Establishment, Appl. Physics Div., 1965.
1-5. Grover G. M., Bohdanský J., Bausse C. A. The use of a new heat removal system in space thermionic power supplies. EUR 2229e, Ispra (Italy): Euratom Joint Nuclear Research Centre, 1965.
1-6. Busse C. A., Caron R., Cappelletti C. Prototypes of heat pipe thermionic converters for space reactors. — IEE, 1st Conf. on Thermionic Electrical Power Generation, London: 1965.
1-7. Leefer B. I. Nuclear Thermionic Energy Converter. — Proc. 20th Annual Power Sources Conf. Atlantic City (N. J.): 1966, p. 172—175.
1-8. Judge J. P. RCA test thermal energy pipe. — Missiles and Rockets, 1966, v. 18, № 2, p. 36—38.
1-9. Deverall J. E., Kemme J. E. Satellite heat pipe. — USAEC Report LA-3278. Contract W-7405-eng-36. Los Alamos Scient. Lab. Univ. of Calif., 1970.

1-10. Wyatt T. A controllable heat pipe experiment for the SE-4 satellite. — JHU Tech. Memo APL-SDO-1134, AD 695 433. Johns Hopkins Univ., Appl. Physics Lab., 1965.

1-11. Feldman K. T., Whiting G. H. The heat pipe and its potentialities. — Engrs. Dig., London: 1967, v. 28 (3), p. 86.

1-12. Eastman G. Y. The heat pipe. — Scient. American, 1968, v. 218 (5), p. 38—46.

1-13. Feldman K. T., Whiting G. H. Applications of the heat pipe. — Mech. Engng., 1968, v. 90, № 11, p. 48—53.

1-14. Cotter T. P. Theory of heat pipes. USAEC Report LA-3246. Contract W7405-eng-36. Los Alamos Scient. Lab., Univ. of Calif., 1965.

1-15. Cheung H. A critical review of heat pipe theory and applications. USAEC Report UCRL-50453. Lawrence Radiation Lab. Univ. of Calif., 1968.

1-16. Katzoff S. Notes on heat pipes and vapour chambers and their applications to thermal control of spacecraft. — USAEC Report CS-M-66-23. Contract AT (29-1)-789. Proc. of Joint Atomic Energy Commission/Sandia Lab. Heat Pipe Conf., held at Albuquerque (New Mexico): Sandia Corporation, 1966, v. 1, № 10, p. 69—89.

1-17. Anand D. K. Heat pipe application to a gravity gradient satellite. In: Proc. of ASME Annual Aviation and Space Conf., Berkeley Hills, Calif.: 1968, p. 634—658.

1-18. Busse C. A. Heat pipe research in Europe. 2nd Int. Conf. on Thermionic Elec. Power Generation. Report EUR 4210, f, e; Strassa (Italy): 1969, p. 461—475.

1-19. Nozu S. Studies related to the heat pipe. — Trans. Soc. Mech. Engrs. (Japan), 1969, v. 35 (2), p. 392—401.

1-20. Savage C. J. Heat pipes and vapour chambers for satellite thermal balance. RAE TR-69125, Royal Aircraft Establishment, Farnborough: Hants., 1969.

1-21. Москвин Ю. В., Филиппов Ю. И. Тепловые трубы. — ТБТ, 1969, т. 7, № 4, с. 766—775.

1-22. Turner R. C. The constant temperature heat pipe. A unique device for the thermal control of spacecraft components. — AIAA 4th Thermophys. Conf., Paper 69-632, San Francisco: 1969, 16—19 June.

1-23. Бинерт. Применение тепловых труб для регулирования температуры. — В сб.: Тепловые трубы, пер. с англ. и нем. М.: Мир, 1972.

1-24. Gray V. H. The rotating heat pipe—a wickless hollow shaft for transferring high heat fluxes. ASME Paper 69-HT-19, 1969.

1-25. Sheppard T. D. Jr. Heat pipes and their application to thermal control in electronic equipment. — Proc. National Electronic Packaging and Prod. Conf. Anaheim (Calif.): 1969.

1-26. Calimbas A. T., Hulett R. H. An avionics heat pipe. — ASME Paper 69-HT-16, 1969.

1-27. Eggers P. E., Serkiz A. W. Development of cryogenic heat pipes. — ASME 70-WA/Ener-1, 1970.

1-28. Joy P. Optimum cryogenic heat pipe design. — ASME Paper 70-HT/SpT-7, 1970.

1-29. Mortimer A. R. The heat pipe. Engineering Note Nimrod/NDG/70-34. Harwell: Rutherford Lab. Nimrod Design Group, 1970.

1-30. Lidbury J. A. A helium heat pipe.—Engineering Note NDG/72-11. Harwell: Rutherford Lab. Nimrod Design Group, 1972.

К главе 2

- 2-1. Cotter T. P. Theory of heat pipes.—LA-3246-MS, 1965.
- 2-2. Shaw D. J. Introduction to colloid and surface chemistry. 2nd Ed., Pub. Butterworth, 1970.
- 2-3. Semechenko V. K. Surface phenomena in metals and alloys. Pergamon, 1961.
- 2-4. Bohdansky J., Schins H. E. J. The surface tension of the alkali metals.—*J. Inorg. Nucl. Chem.*, 1967, v. 29, p. 2173—2179.
- 2-5. Bohdansky J., Schins H. E. J. The temperature dependence of liquid metals.—*J. Chem. Phys.*, 1968, v. 49, p. 2982.
- 2-6. Busse C. A. Pressure drop in the vapour phase of long heat pipes.—Thermionic Conversion Specialists Conf. Palo Alto (Calif.): 1967.
- 2-7. Grover G. M., Kemme J. E., Keddy E. S. Advances in heat pipe technology.—2nd International Symp. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa (Italy):, 1968.
- 2-8. Ernst D. M. Evaluation of theoretical heat pipe performance.—Thermionic Specialist Conference, Palo Alto (Calif.): 1967.
- 2-9. Bankston C. A., Smith J. H. Incompressible laminar vapour flow in cylindrical heat pipes.—ASME Paper NV 71-WA/H-15, 1971.
- 2-10. Rohani A. R., Tien C. L. Analysis of the effects of vapour pressure drop of heat pipe performance.—*Int. J. Heat. Mass Trans.*, v. 17, p. 61—67.
- 2-11. Deverall J. E., Kemme J. E., Flarschuetz L. W. Some limitation and trap-up problems of heat pipes.—LA-4518, 1970.
- 2-12. Кемме Д. А. Предельные характеристики тепловой трубы.—В сб.: Тепловые трубы. Пер. с англ. и нем. М.: Мир, 1972.
- 2-13. Kemme J. E. High performance heat pipes.—I. E. E. E. Thermionic Specialist Conf., Palo Alto, Calif.: 1967.
- 2-14. Cheung H. A critical review of heat pipe theory and application.—UCRL-50453, 1968.
- 2-15. Мак-Адамс В. Теплопередача. Пер. с англ. М.: Гос. научно-техн. изд-во литературы по черной и цветной металлургии, 1961.
- 2-16. Томп Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. Пер. с англ. М.: Мир, 1969.
- 2-17. Nukiyama S. Maximum and minimum values of heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure.—*J. Soc. Mech. Eng. (Japan)*, 1934, v. 37, p. 367.
- 2-18. Eckert E. R., Drake R. M. Heat and mass transfer. 2nd Ed. New York: McGraw-Hill, 1959.
- 2-19. Schins H. E. J. Comparative study of wick and pool boiling sodium systems.—*Int. Heat Pipe Conf.*, Stuttgart: 1973.
- 2-20. Сю И. О предельных размерах впадин на поверхности паягрева, являющихся активными центрами парообразования.—*Труды Амер. о-ва инж.-мех. Теплопередача*, 1961, № 3, с. 18.

2-21. Griffith P., Wallis J. D. The role of surface conditions in nucleate boiling.—Tech. Report N 14. Contract N5-ORI-07894. M. I. T. Div. of Ind. Coop., 1958.

2-22. Rohsenow W. M. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. *Trans. A. S. M. E.*, 1955.

2-23. Rohsenow W. M., Griffith P. Correlation of maximum heat flux data for boiling of saturated liquids.—*A. S. M. E.—A. I. C. E. Heat Transfer Symp.*, Louisville: 1955.

2-24. Caswell B. F., Balzhieser R. E. The critical heat flux for boiling metal systems.—*Chem. Eng. Prog. Symp. Series on Heat Transfer*. Los Angeles: 1966, v. 62, N 64.

2-25. Subbotin V. I. Heat transfer in boiling metals by natural convection.—*USAEC-Tr-7210*, 1972.

2-26. Dwyer O. E. On incipient boiling wall superheats in liquid metals.—*Int. J. Heat. Mass Transfer*, 1969, v. 12, p. 1403—1419.

2-27. Phillips E. C., Hinderman J. D. Determination of capillary properties useful in heat pipe design.—*A. S. M. E.—A. I. Ch. E. Heat Transfer Conf. Minneapolis (Minnesota)*: 1967.

2-28. Феррелл Дж., Олливитч Дж. Теплообмен при испарении в капиллярных структурах фитиля.—В сб.: Тепловые трубы. Пер. с англ. и нем. М.: Мир, 1972.

2-29. Corman J. C., Welmet C. E. Vaporisation from capillary wick structures.—*A. S. M. E.—A. I. Ch. E. Heat Transfer Conf.*, Paper 71-HT-35. Tulsa (Oklahoma): 1971.

2-30. Абхат А., Себан Р. Кипение и испарение воды, ацетона и этилового спирта в фитилях тепловых труб.—*Труды Амер. Общества инж.-мех. Теплопередача*, 1974, № 3, с. 74.

2-31. Marto P. S., Mosteller W. L. Effect of nucleate boiling and the operation of low temperature heat pipes.—*A. S. M. E.—A. I. Ch. E. Heat Transfer Conf.*, Minneapolis (Minnesota): 1969.

2-32. Castello C. P., Frea W. J. The roles of capillary wicking and surface deposits in attainment of high boiling burnout heat fluxes.—*A. I. Ch. E. J.*, 1964, № 10(3), p. 393.

2-33. Pressure balance and maximum power density at the evaporator gained from heat pipe experiments./ Reiss F. et al.—*2nd Int. Symp. on Thermionic Electrical Power Generation*. Stresa (Italy): 1968.

2-34. Balzhieser R. E. e. a. Investigation of liquid metal boiling heat transfer.—*AFAPL-TR-66-85*. Air Force Propulsion Lab. Wright Patterson, AFB/Ohio, 1966.

2-35. Moss R. A., Kelley A. J. Neutron radiographic study of limiting heat pipe performance.—*Int. J. Heat Mass Transfer*, 1970, v. 13(3), p. 491—502.

2-36. Ferrell J. K., Davis R., Winston H. Vaporisation heat transfer in heat pipe wick materials.—*Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart*: 1973.

2-37. Davis W. R., Ferrell J. K. Evaporative heat transfer of liquid potassium in porous media.—*A. I. A. A./A. S. M. E. 1974. Thermophysics and Heat Transfer Conf. Boston (Mass.)*: 1974.

2-38. Alexander E. G. Structure property relationship in heat pipe wicking materials: PhD Thesis./ N. C. State Univ., 1972.

2-39. Vaporisation heat transfer in heat pipe wick materials/ Ferrell J. K. et al. — A. I. A. A. thermophysics Conf. San Antonio, Texas: 1972.

2-40. Asselman G. A. A., Green D. B. Heat pipes. Phillips Tech. Rev., 1973, v. 33, № 4, p. 104—113.

2-41. Busse C. A. Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. — Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, v. 16, p. 169—186.

2-42. Busse C. A., Vinz P. Axial heat transfer limits of cylindrical sodium heat pipes between 25. W/cm² and 15.5 kW/cm². — Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart: 1973.

К главе 3

3-1. Asselman G. A. A., Green D. B. The heat pipe — an applied technology. — Philips Technical Rev., 1972, p. 32—34.

3-2. Deverall J. E. Mercury as a heat pipe fluid. — ASME Paper 70-HT/SpT-8, 1970.

3-3. Ready D. A. Mercury wetting of wicks. — Proc. 4th C. H. I. S. A. Conf. Prague: 1972.

3-4. Bienert W. Heat pipes for solar energy collectors. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Paper 12—1, Stuttgart: 1973.

3-5. Quataert D., Busse C. A., Geiger F. Long time behaviour of high temperature tungsten-rhenium heat pipes with lithium or silver as the working fluid. 1st Int. Heat Pipe Conf. Paper 4-4, Stuttgart: 1973.

3-6. Ladbury J. A. A helium heat pipe. — Nimford Design Group Report NDG-72-11, Rutherford Lab. (England), 1972.

3-7. Groll M. Wärmerohre als Bauelemente in der Wärm- und Kältetechnik. — Brennst — Waermekraft, 1973, Bd 25, № 1.

3-8. Marto P. J., Mosteller W. L. Effect of nucleate boiling on the operation of low temperature heat pipes. — ASME Paper 69-HT-24, 1969.

3-9. Phillips E. C. Low temperature heat pipe research program. — NASA CR-66792, 1970.

3-10. Keser D. Experimental determination of properties of saturated sintered wicks. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart: 1973.

3-11. Moritz K., Pruschek R. Limits of energy transport in heat pipes. Chemie Ing. Technik, 1969, v. 41, № 1, 2.

3-12. Vinz P., Busse C. A. Axial heat transfer limits of cylindrical sodium heat pipes between 25 W/cm² and 15.5 kW/cm². — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Paper 2—1. Stuttgart: 1973.

3-13. Busse C. A. Heat pipe research in Europa. Euratom Report. EUR 4210 f, 1969.

3-14. Quataert D., Busse C. A., Geiger F. Long term behaviour of high temperature tungsten-rhenium heat pipes with lithium or silver as working fluid. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 4—4. Stuttgart: 1973.

3-15. Schorff A. M., Armand M. Le Caloduc. Revue Techniques Thompson-CSF, 1969, № 4.

3-16. Farran R. A., Starner K. E. Determining wicking properties of compressible materials for heat pipe applications. — Proc. Avn. and Space Conf., Beverly Hills (Calif.): 1968, p. 659—670.

3-17. Ferrell J. K., Alleavitch J. Vaporisation heat transfer in capillary wick structures. — Dept. Chem. Engng. Report, North Carolina University, Raleigh (USA): 1969.

3-18. Freggens R. A. Experimental determination of wick properties for heat pipe applications. — 4th Intersoc. Energy Conversion Engng. Conf. Washington D. C.: 1969, p. 888—897.

3-19. Phillips E. C., Hinderman J. D. Determination of properties of capillary media useful in heat pipe design. — ASME Paper 69-HT-18, 1969.

3-20. Birnbreier H., Gammel G. Measurement of the effective capillary radius and the permeability of different capillary structures. — 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 5—4. Stuttgart: 1973.

3-21. Langston L. S., Kunz H. R. Liquid transport properties of some heat pipe wicking materials. — ASME Paper 69-HT-17, 1969.

3-22. McKinney B. G. An experimental and analytical study of water heat pipes for moderate temperature ranges. — NASA TM-X-53849. Alabama: Marshall Space Flight Center, 1969.

3-23. Callmbas A. T., Hulett R. H. An avionic heat pipe. — ASME Paper 69-HT-16, 1969.

3-24. Katzoff S. Heat pipes and vapour chambers for thermal control of spacecraft. — AIAA Paper 67-310, 1967.

3-25. Hoogendorn C. J., Nio S. G. Permeability studies on wire screens and grooves. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 5—3, Stuttgart, 1973.

3-26. Chun K. R. Some experiments on screen wick dry-out limits. — ASME Paper 71-WA/HT-6, 1971.

3-27. Исследование тепло- и массопереноса в тепловой трубе с натриевым теплоносителем/ Ивановский М. И., Сорокин В. П., Субботин В. И. и др. — ТБТ, 1970, т. 8, № 2, с. 319.

3-28. Gorring R. L., Churchill S. W. Thermal conductivity of heterogeneous materials. — Chem. Engng. Progress, 1961, v. 57, N 7.

3-29. Maxwell J. C. A treatise on electricity and magnetism. 3rd edn. OUP, 1891.

3-30. Joy P. Optimum cryogenic heat pipe design. ASME Paper 70-HT/SpT-7, 1970.

3-31. Eggers P. E., Serkiz A. W. Development of cryogenic heat pipes. ASME Paper 70-WA/Ener-1, 1970.

3-32. Kosowski N., Kosson R. Experimental performance of grooved heat pipes at moderate temperatures. — AIAA Paper 71—409, 1971.

3-33. Bastulis A., Filler M. Operating characteristics and long life capabilities of organic fluid heat pipes. — AIAA Paper 71—408. 6th AIAA Thermopgys. Conf. Tullahoma (Tennessee): 1971.

3-34. Kreeb H., Groll M., Zimmermann P. Life test investigations with low temperature heat pipes. — 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 4—1. Stuttgart, 1973.

3-35. Busse C. A., Campanile A., Loens J. Hydrogen generation in water heat pipes at 250°C. — Proc. 1st Int. Heat Pipes Conf., Paper 4—2. Stuttgart; 1973.

3-36. Gerrels E. E., Larson J. W. Brayton cycle vapour chamber (heat pipe) radiator study. — NASA CR-1677, General Electric Company, Philadelphia: NASA, 1971.

3-37. The resistance of aluminium alloys to corrosion/ Dik E. H. e. a. — Metals Handbook. Ohio: American Society for Metals, 1961, v. 50.

3-38. Freon T. F., Solvent E. T. — Dupont de Nemours and Co. Inc. Tech. Bulletin FSR-1, 1965.

3-39. Marcus B. D. Theory and design of variable conductance heat pipes. — TRW System Group, NASA CR-2018, 1972.

3-40. Kemme J. E. Heat pipe capability experiments. Report LA-3585. Los Alamos Scient. Lab., 1966.

3-41. Van Andel E. Heat pipe design theory. Report EUR № 4210 e, f. Euratom Center for Information and Documentation, 1969.

3-42. Busse C. A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. — Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, v. 16, p. 169—186.

3-43. Уиб Дж., Дзад Р. Измерение толщины перегретого слоя при пузырьковом кипении насыщенной и недогретой жидкости. — Труды Амер. общ-ва ниж.-мех., Теплопередача, 1971, № 4, с. 132.

3-44. Мак-Адамс В. Теплопередача. Пер. с англ. М.: Гос. научно-техн. изд-во литературы по черной и цветной металлургии, 1961.

К главе 4

4-1. Пат. № 1281272 (Англия).

4-2. Evans U. R. The corrosion and oxidation of metals. — First Supplementary Volume. St. Martin's Press Inc., 1968.

4-3. Organic Solvents/Ed. Weissberger. Proskauer: Riddick and Toops, Interscience, 1965.

4-4. Birnbreiler Gammel G. Long time tests of Nb 1% Zr heat pipes filled with sodium and caesium. — Proc. 1st Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

4-5. Grover G. M., Kemme J. E., Keddy E. S. Advances in heat pipe technology. — Int. Symp. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa (Italy): 1968.

4-6. Rice G. R., Jennings J. D. Heat pipe filling. — 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

4-7. Vinz P., Cappelletti C., Geiger F. Development of capillary structures for high performance sodium heat pipes. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

4-8. Quataert D., Busse C. A., Geiger F. Long time behaviour of high temperature tungsten-rhenium heat pipes with lithium and silver as the working fluid. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

4-9. Busse C. A., Geiger F., Strub H. High temperature lithium heat pipes. — Int. Symp. on Thermionic Electrical Power Generation. Stresa (Italy): 1968.

4-10. Baker E. Prediction of long term heat pipe performance from accelerated life tests. — AIAA Journal, 1973, v. 11, N 9.

4-11. Anderson W. T. Hydrogen evolution in nickel-water heat pipes. — AIAA Paper 73—726, 1973.

4-12. Kissner G. L. Development of a cryogenic heat pipe. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 10—2. Stuttgart: 1973.

4-13. Nelson B. E., Petrie W. Experimental evaluation of a cryogenic heat pipe/radiator in vacuum chamber. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Paper 10—2a. Stuttgart: 1973.

4-14. Marshburn J. P. Heat pipe investigations. — NASA TN-D-7219, 1973.

К главе 5

5-1. Construction and test of a flexible heat pipe/Bliss F. E. et. al. — ASME Paper 70-HT/SpT-13, 1970.

5-2. Пат. № 1322276 (Англия).

5-3. Eastman G. Y. The heat pipe—a progress report. — 4th Intersoc. Energy Conversion Conf. Washington (D. C.): AIChE, 1969, p. 873—878.

5-4. Dresner L. Elektrokinetic phenomena in charged microcapillaries. — J. Phys. Chemistry, 1963, v. 67, p. 1635.

5-5. Burgeen D., Nakache F. R. Electrokinetic flow in ultrafine capillary slits. — J. Phys. Chem., 1964, v. 68, p. 1084.

5-6. Abu-Romia M. M. Possible application of electro-osmotic flow pumping in heat pipes. — AIAA Paper 71—423, 1971.

5-7. Operating characteristics of capillary limited heat pipes./Gosgrove J. H. et. al. — J. Nuclear Energy, 1967, v. 21, p. 547—548.

5-8. Jones T. B. Electrohydrodynamic heat pipes. — Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, v. 16, p. 1045—1048.

5-9. Chisholm D. The anti-gravity thermosyphon. Symp. on Multiphase Flow Systems. — I. Mech. E./I. Chem. E., Symp. Series. 38, 1974.

5-10. Kirkpatrick J. P. Variable conductance heat pipes—from the laboratory to space. — Proc. 1st International Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

5-11. Brost O., Schubert K. P. Development of alkali-metal heat pipes as thermal switches. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

5-12. Eddleston B. N. F., Hecks K. Application of heat pipes to the thermal control of advanced communications spacecraft. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart: 1973.

5-13. Rice G. Four-way thermogradient plate for seed germinating studies. — Reading University, 1975.

5-14. Gray V. H. The rotating heat pipe. A wickless hollow shaft for transferring high heat fluxes. — ASME Paper № 69-HT-19, 1969.

5-15. Gray V. H., Marto P. J., Joslyn A. W. Boiling heat transfer

coefficients: interface behaviour and vapour quality in rotating boiler operation to 475 g. — NASA TN D-4136, 1968.

5-16. Costello C. P., Adams J. M. Burn out fluxes in pool boiling at high accelerations. — Mech. Eng. Dept., Univ. of Washington, Washington (D. C.): 1960.

5-17. Bellback L. J. The operation of a rotating wickless heat pipe: M. Sc. Thesis (Ad 701674)/ United States Naval Postgraduate School, Monterey (Calif.): 1969.

5-18. Daniels T. C., Al-Jumaily F. K. Theoretical and experimental analysis of a rotating wickless heat pipe. — Proc. 1st International Heat Pipe Conference, Stuttgart: 1973.

5-19. Al-Jumaily F. K. An investigation of the factors affecting the performance of a rotating heat pipe: Ph. D. Thesis. University of Wales, 1973.

5-20. Palasek F. Cooling of a c. motor by heat pipes. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

5-21. Industrial applications of low temperature heat pipes/ Groll M., Kraus G., Krul H. et. al. — Proc. 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart: 1973.

К главе 6

6-1. Wyatt T. A controllable heat pipe experiment for the SE-4 satellite. JHU Tech. Memo. APL-SDO-1134, Johns Hopkins University, Appl. Phys. Lab., AD 695433, 1965.

6-2. Development of a high capacity variable conductance heat pipe/ Kosson R. et. al. — AIAA Paper 73—728, 1973.

6-3. Marcus B. D., Fleischman G. L. Steady state and transient performance of not reservoir gas controlled heat pipes. — ASME Paper 70-HT/SpT-11, 1970.

6-4. Turner R. C. The constant temperature heat pipe — a unique device for thermal control of spacecraft components. — AIAA 4th Thermophysics Conf., Paper 69—632, 1969.

6-5. Rogovin J., Swerdling B. Heat pipe applications to space vehicles. — AIAA Paper 71—421, 1971.

6-6. Blenert W., Brennan P. J. Transient performance of electrical feedback-controlled variable conductance heat pipes. — ASME Paper 71-Av-27, 1971.

6-7. Blenert W., Brennan P. J., Kirkpatrick J. P. Feedback-controlled variable conductance heat pipes. — AIAA Paper 71—421, 1971.

6-8. Study to evaluate the feasibility of a feedback-controlled variable conductance heat pipe/ Blenert W. et. al. — Tech. Summary Report DTM-70-4, Contract NASL-5772. Dynatherm: 1970.

6-9. Depew C. A., Sauerbrey W. J., Benson B. A. Construction and testing of a gas-loaded passive control variable conductance heat pipe. — AIAA Paper 73—727, 1973.

6-10. Бленерт У. Применение тепловых труб для регулирования температуры. — В сб.: Тепловые трубы. Пер. с англ. и нем. М.: Мир, 1972.

6-11. Katzoff S. Heat pipes and vapour chambers for the thermal control of spacecraft. — AIAA Paper 67—310, 1967.

6-12. Kirkpatrick J. P., Marcus B. D. A variable conductance heat pipe experiment. — AIAA Paper 71—411, 1971.

6-13. Anand D. K., Hester R. B. Heat pipe applications for spacecraft thermal control. — Tech. Memo. TG-922, Johns Hopkins University, 1967.

6-14. Schlosinger A. P. Heat pipes for space suit temperature control. — Aviation and Space Conf., AIAA, Los Angeles: 1968.

6-15. Katzoff S. Notes on heat pipes and vapour chambers and their applications to thermal control of spacecraft. — USAEC Report SC-M-66-623. Proc. Joint Atomic Energy Commission/ Sandia Lab. Heat Pipe Conf., 1966, v. 1, p. 69—89.

6-16. Marcus B. D. Theory and design of variable conductance heat pipes. — NASA CR-2018, 1972.

6-17. Edwards D. K., Marcus B. D. Heat and mass transfer in the vicinity of the vapour/ gas front in a gas loaded heat pipe. — Submitted for presentation at ASME Winter Annual Meeting, Washington, D. C.: 1971. Pub. Trans. ASME, Ser. C, 1972, v. 94, N 2.

6-18. Самогний, Яен. Приближенный анализ процесса диффузии в саморегулирующейся тепловой трубе. — Труды Амер. общ-ва инж.-мех., Теплопередача, 1973, № 1, с. 102.

6-19. Рохани, Дянь. Стационарный тепло- и массообмен в парогазовой области тепловой трубы, заполненной некоонденсирующимся газом (двухмерное приближение). — Труды Амер. общ-ва инж.-мех. Теплопередача, 1973, № 3, с. 92.

6-20. Saaski E. W. Gas occlusions in arterial heat pipes. — AIAA Paper 73—724, 1973, № 3, с. 92.

6-21. Saaski E. W. Investigation of bubbles in arterial heat pipes. — NASA CR-114531, 1973.

6-22. Edwards D. K., Fleischman G. L., Marcus B. D. User's manual for the TRW gas pipe 2 program. NASA CR-114672, TRW Systems Group, 1973.

К главе 7

7-1. Leafer B. I. Nuclear thermionic energy converter. — Proc. of 20th Annual Power Sources Conf., 1966, p. 172—175.

7-2. Corman J. C., McLaughlin M. H. Thermal Development of heat pipe cooled I. C. packages. — ASME Paper 72-WA/HT-44, 1972.

7-3. Basiulis A., Hummel T. A. The application of heat pipe techniques to electronic component cooling. — ASME Paper 72-WA/HT-42, 1972.

7-4. Savage C. J. Heat pipes and vapour chambers for satellite thermal balance. — RAE Tech. Report 69125, 1969.

7-5. Katzoff S. Heat pipes and vapour chambers for thermal control of spacecraft. — AIAA Paper 67—310, 1967.

7-6. Thurman J. L., Mei S. Application of heat pipes to spacecraft thermal control problems. — Tech. Note AST-275, Brown Engineering (Teledyne), 1968.

7-7. Conway E. C., Kelley M. J. A continuous heat pipe for spacecraft thermal control. — General Electric Space Systems. Pennsylvania.

7-8. Kirkpatrick J. P., Marcus B. D. A variable conductance heat pipe experiment. AIAA Paper 71—411, 1971.

7-9. Bastulis A. Uni — directional heat pipes to control TWT temperature in synchronous orbit. — NASA Contract NAS-3-9710. Calif. Hughes Aircraft Co., 1969.

7-10. Heat pipe applications for space vehicles. Grumman Aerospace/Roukis J. et. al. — AIAA Paper 71—412, 1971.

7-11. Turner R. C. The constant temperature heat pipe — a unique device for the thermal control of spacecraft components. — AIAA 4th Thermophysics Conf., Paper 69—632, 1969.

7-12. Edelstein F., Hembach R. J. Design, fabrication and testing of a variable conductance heat pipe for equipment thermal control. AIAA Paper 71—422, 1971.

7-13. Scollon T. R. Heat pipe energy distribution system for spacecraft thermal control. — AIAA Paper 71—412, 1971.

7-14. Wyatt T. Controllable heat pipe experiment. Report SDO-1134, Johns Hopkins Univ., Appl. Phys. Lab., 1965.

7-15. Orbiting astronomical observatory heat pipe flight performance data/ Harwell W. et. al. — AIAA Paper 73—758, 1973.

7-16. Bienert W., Krolczek E. Experimental high performance heat pipes for the OAO-C spacecraft. — ASME Paper 71-Av-26, 1971.

7-17. Development of a self-priming high capacity heat pipe for flight on OAO-C/ Edelstein F. et. al. — AIAA Paper 72—257, 1972.

7-18. Deyoe D. P. Heat recovery — how can the heat pipe help. — ASHRAE Journal, 1973, № 4, p. 35—38.

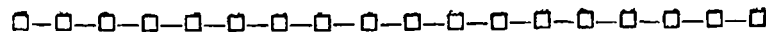
7-19. Behrens C. W. Heat pipes: Breakthrough in thermal economy? Appliance manufacturer (US): 1973, p. 72—75.

7-20. Waters E. D. Arctic tundra kept frozen by heat pipes. The oil and Gas. 1974, 26 August, p. 122—125.

7-21. Larkin B. S., Johnston G. H. An experimental field study of the use of two-phase thermosiphons for the preservation of permafrost. — Paper at 1973 Annual Congress of Engineering. Inst. of Canada, Montreal: 1973.

7-22. Thiele F. A. J., Mier P. D., Reay D. A. Heat transfer across the skin: The role of the resting sweat gland. — Proc. Congress on Thermography. Amsterdam (Holland): 1974.

7-23. Thiele F. A. J. Measurements of the surface of the skin: Doctoral thesis/ Dept. of Dermatology, Nijmegen Univ. Holland: 1974.



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию	3
Предисловие авторов	6
Обозначения	7
Введение	10
Глава первая. История создания тепловых труб	16
Глава вторая. Теория тепловых труб	22
2-1. Введение	22
2-2. Поверхностное натяжение и поверхностная энергия	24
2-3. Перепад давления, обусловленный силами трения	29
2-4. Перепад давления в жидкой фазе	31
2-5. Перепад давления в паровой фазе	35
2-6. Гравитационный напор	49
2-7. Срыв жидкости	49
2-8. Теплопередача и разность температур в тепловых трубах	51
2-9. Пределы теплопередающей способности тепловых труб	75
Глава третья. Анализ практики конструирования тепловых труб	78
3-1. Рабочая жидкость	78
3-2. Фитиль или капиллярная структура	83
3-3. Термическое сопротивление фитилей, насыщенных жидкостью	90
3-4. Корпус трубы	94
3-5. Совместимость материалов	94
3-6. Количество рабочей жидкости в трубе	104
3-7. Заполнение трубы	105
3-8. Запуск тепловой трубы	105
3-9. Пример конструктивного расчета А	108
3-10. Пример конструктивного расчета В	116
3-11. Пример конструктивного расчета С	117
Глава четвертая. Производство и испытание тепловых труб	118
4-1. Изготовление и сборка трубы	119
4-2. Методики ресурсных испытаний тепловых труб	145
	269

4-3. Измерение характеристик тепловой трубы . . .	154
Глава пятая. Специальные виды тепловых труб . . .	161
5-1. Плоские тепловые трубы	161
5-2. Гибкие тепловые трубы	162
5-3. Трубы с простой осмотической перекачкой конденсата	164
5-4. Электроосмотическая и электрогидродинамическая перекачка рабочей жидкости	165
5-5. Антигравитационные или обращенные термосифоны	168
5-6. Тепловые трубы в роли тепловых выключателей и тепловых диодов	170
5-7. Вращающиеся тепловые трубы	173
Глава шестая. Тепловая труба переменной проводимости	177
6-1. Пассивное регулирование с помощью сильфона	179
6-2. Тепловые трубы переменной проводимости с горячим резервуаром	181
6-3. Регулирование с обратной связью в применении к тепловым трубам переменной проводимости	182
6-4. Другие способы регулирования	185
6-5. Сравнение систем	185
6-6. Анализ тепловых труб переменной проводимости, регулируемых на основе принципа обратной связи	192
6-7. Сравнение теории и эксперимента — регулирование с активной обратной связью	202
6-8. Влияние неконденсирующегося газа на рабочую жидкость в тепловых трубам переменной проводимости	204
6-9. Программа ЭВМ для расчета тепловых труб переменной проводимости	207
Глава седьмая. Применение тепловых труб	208
7-1. Сферы приложения тепловых труб	208
7-2. Кокильное литье и литье под давлением	210
7-3. Охлаждение элементов электронного оборудования	212
7-4. Космический корабль	218
7-5. Регенерация теплоты и обогрев помещений	225
7-6. Термоионный источник энергии	228
7-7. Сохранение вечной мерзлоты	230
7-8. Двигатели Стирлинга	232
7-9. «Вапайп» (испаритель топлива на основе тепловой трубы)	234
7-10. Биологическая тепловая труба	236
7-11. Другие практические приложения тепловых труб	237
Приложения	239
Приложение 1. Свойства рабочих жидкостей	239
Приложение 2. Теплопроводность материалов корпусов тепловых труб и фитилей	248
Приложение 3. Поставщики материалов, используемых при изготовлении тепловых труб	249

Приложение 4. Изготовители тепловых труб	249
Приложение 5. Библиография по практическому использованию тепловых труб	250
Приложение 6. Патенты по тепловым трубам	253
П-6-1. Принцип действия тепловой трубы	253
П-6-2. Геометрии фитилей	254
П-6-3. Технология производства	254
П-6-4. Применение	255
П-6-5. Тепловые трубы переменной проводимости	256
П-6-6. Другие типы тепловых труб	256
Список литературы	258