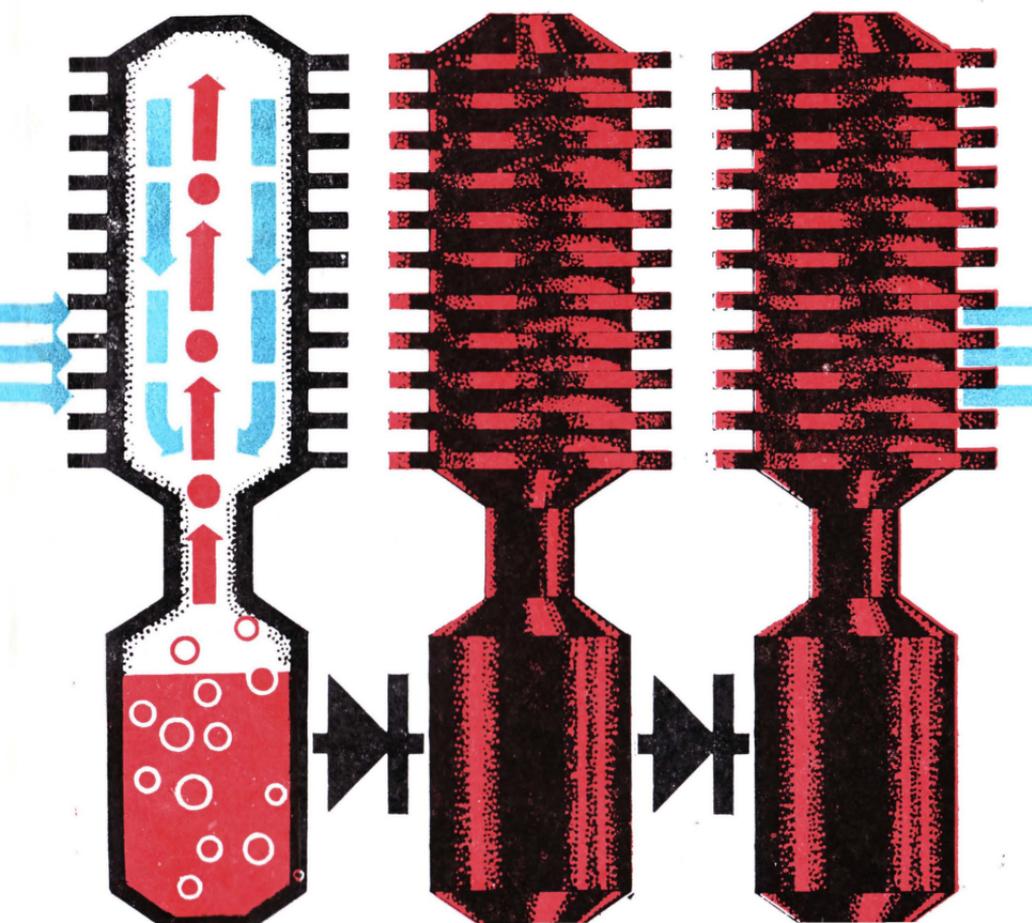


А.И.Исакеев, И.Г.Киселев, В.В.Филатов

# ЭФФЕКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

СИЛОВЫХ  
ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ  
ПРИБОРОВ



АНАТОЛИЙ ИВАНОВИЧ ИСАКЕЕВ  
ИГОРЬ ГЕОРГИЕВИЧ КИСЕЛЕВ  
ВАСИЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ ФИЛАТОВ

**ЭФФЕКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ  
СИЛОВЫХ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ**

Редактор *В. Н. Миханкова*  
Художественный редактор *Д. Р. Стеванович*  
Технический редактор *А. Г. Рябкина*  
Корректор *Е. А. Блох*  
Обложка художника *Б. И. Дышленко*

ИБ № 1838 («Энергия»)

Сдано в набор 17.07.81. Подписано в печать 04.12.81. М-42723. Формат 84×108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>.  
Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Усл. печ. л. 7,14. Уч.-изд. л. 7,52. Тираж 600 экз. Заказ 12. Цена 40 к.

Ленинградское отделение Энергоиздата.  
191041, Ленинград, Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового  
Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга»  
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комите-  
те СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.  
198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29.

А. И. ИСАКЕЕВ, И. Г. КИСЕЛЕВ, В. В. ФИЛАТОВ

**ЭФФЕКТИВНЫЕ  
СПОСОБЫ  
ОХЛАЖДЕНИЯ  
СИЛОВЫХ  
ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ  
ПРИБОРОВ**



ЛЕНИНГРАД  
ЭНЕРГОИЗДАТ  
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ  
1982

ББК 32.852

И 85

УДК 621.382.2/3 : 621.3.017.72

Рецензенты *Н. И. Лавров и О. Л. Грацианова*

**Исакеев А. И. и др.**

**И 85** Эффективные способы охлаждения силовых полупроводниковых приборов/А. И. Исакеев, И. Г. Киселев, В. В. Филатов. — Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. — 136 с., ил.

40 к.

В книге описываются различные способы жидкостного и испарительного охлаждения силовых полупроводниковых приборов (СПП). Подробно рассмотрены вопросы теплообмена в охлаждающих устройствах, расчетные и экспериментальные методы их исследования. Особое внимание уделено перспективному испарительному охлаждению: индивидуальным охладителям типа «двухфазный термосифон» и групповым системам с погружением СПП в теплоноситель.

Книга рассчитана на инженерно-технических и научных работников, занятых разработкой и эксплуатацией силовых преобразовательных устройств на полупроводниковых приборах.

И  $\frac{2403000000-050}{051(01)-82}$  135—81 (Э)

ББК 32.852  
6Ф0.32

© Энергоиздат, 1982

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Полупроводниковые преобразовательные установки получили широкое распространение в промышленности и на железнодорожном транспорте. Известно, что надежность преобразовательных установок определяется температурным состоянием полупроводниковых приборов.

В последние годы общей тенденцией развития силовых полупроводниковых приборов является непрерывное повышение мощности, преобразуемой единственным прибором. Это повышение происходит за счет увеличения рабочей площади полупроводникового элемента. Современные таблеточные полупроводниковые приборы, выпускаемые отечественной промышленностью, имеют диаметр кремниевого диска 40—56 мм. Это позволяет обеспечить рабочий ток 800—1600 А через единственный прибор.

При работе такого прибора мощность тепловыделения в нем превышает 1 кВт, и отвод теплоты представляет собой сложную задачу. Традиционные методы охлаждения и конструкции охладителей не дают в этих условиях должного эффекта.

Предлагаемая вниманию читателей книга посвящена эффективным способам охлаждения — жидкостному и испарительному, систематическое рассмотрение которых в литературе отсутствует. Применение этих способов охлаждения является перспективным для мощных полупроводниковых приборов.

Авторами обобщены результаты исследований, проведенных в лаборатории теплофизики транспортных энергетических установок Ленинградского ордена Ленина института инженеров железнодорожного

транспорта имени В. Н. Образцова и в Ленинградском технологическом институте холодильной промышленности. Исследования выполнялись в тесном контакте со специалистами Саранского завода «Электровыпрямитель» и Таллинского электротехнического завода имени М. И. Калинина. Кроме того, в книге обобщены и систематизированы литературные данные различных авторов, в том числе и зарубежных.

Авторы признательны канд. техн. наук И. А. Тепману, по инициативе которого были начаты исследования, канд. техн. наук К. Д. Боронину, З. С. Иоспе, В. И. Черемисину за внимание, оказанное работе.

Отзывы и пожелания просьба направлять по адресу: 191041, Ленинград, Д-41, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение Энергоиздата.

*Авторы*

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$b$ — расстояние между ребрами, м	$M$ — относительная молекулярная масса
$c$ — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	$m$ — масса, кг
$D$ — диаметр кривизны, м	$N$ — число рядов в пучке по ходу воздуха
$d$ — диаметр, м	$n$ — нормаль к изотермической поверхности, м
$E$ — коэффициент эффективности	$p$ — давление, Па
$F$ — площадь поверхности, м <sup>2</sup>	$Q$ — тепловой поток, Вт
$f$ — площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	$q$ — плотность теплового потока, Вт/м <sup>2</sup>
$G$ — объемный расход, м <sup>3</sup> /с, л/мин	$R$ — тепловое сопротивление, К/Вт
$g$ — ускорение свободного падения, м/с <sup>2</sup>	$R_y$ — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К)
$H$ — разность уровней, м	$r$ — теплота парообразования, Дж/кг
$h$ — высота, м	$S$ — зазор, м
$I$ — среднее значение тока, А	$S_1, S_2$ — поперечный и продольный шаги трубного пучка, м
$k$ — коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$T$ — абсолютная температура, К
$L$ — рабочая длина поверхности по ходу теплоносителя, м	$t$ — температура, °С
$l$ — длина, характерный размер, м	$U$ — напряжение, В
	$u$ — периметр, м

$V$ — объем, м <sup>3</sup>	$\eta$ — коэффициент обребрения
$v$ — удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	$\theta$ — безразмерная температура
$W$ — массовый расход, кг/с	$\vartheta$ — избыточная температура, перегрев, К
$\omega$ — скорость, м/с	$\lambda$ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
$x, y, z$ — координаты, м	$\mu$ — динамический коэффициент вязкости, Н·с/м <sup>2</sup>
$\alpha$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\nu$ — кинематический коэффициент вязкости, м <sup>2</sup> /с
$\beta$ — коэффициент объемного расширения, К <sup>-1</sup>	$\xi$ — коэффициент сопротивления трения
$\Delta p$ — потери давления, Па	$\rho$ — плотность, кг/м <sup>3</sup>
$\Delta t$ — температурный напор, К	$\tau$ — время, с
$\Delta U$ — падение напряжения, В	$\varphi$ — угол, ...°
$\varepsilon$ — коэффициент трения	$\Omega$ — степень заполнения, %
$\delta$ — толщина, м	
$\zeta$ — коэффициент местного сопротивления	

#### Числа подобия

$De = Re \sqrt{d/D}$ — число Дина	$Pe = Re Rr$ — число Пекле
$Eu = \Delta p / (\rho \omega^2)$ — число Эйлера	$Pr = \nu \rho / \lambda$ — число Прандтля
$Ga = gl^3/\nu^2$ — число Галилея	$Re = \omega l/\nu$ — число Рейнольдса
$Gr = g\beta \vartheta l^3/\nu^2$ — число Грасгофа	$St = Nu/Pe$ — число Стантона
$Nu = al/\lambda$ — число Нуссельта	

#### Индексы

а — анод	п — пар
вн — внутренний	пд — подъемный
г — гидравлический	пов — поверхность
ж — жидкость	пр — прибор
к — катод	пред — предельный
конт — контакт	р — ребро
корп — корпус	с — стенка
кр — критический	св — свободный
кр1 — первый кризис кипения	сист — система
кр2 — второй кризис кипения	ср — среда
макс — максимальный	стр — структура
н — насыщение	т — труба
нар — наружный	фр — фронтальный
нач — начальный	э — эквивалентный
н.к — начало кипения	— — средний
о — охладитель	' — вход
оп — опускной	" — выход

## ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ И СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СИЛОВЫХ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ

### 1-1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА СИЛОВЫХ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ

Последние достижения в различных областях техники тесно связаны с развитием полупроводникового приборостроения. Особенно значительны успехи в разработке широкого класса силовых полупроводниковых приборов (СПП) и на их основе мощных преобразователей для многих отраслей промышленности и транспорта.

Наибольшее распространение получили конструкции СПП штыревого и таблеточного типа. Реже используются полупроводниковые приборы, выполненные монолитно с системой охлаждения. На рис. 1-1 показана в качестве примера СПП штыревого типа конструкция тиристора Т160. Основным элементом конструкции является вентильный элемент, состоящий из кремниевого диска 1 и двух припаянных к нему термокомпенсирующих вольфрамовых дисков 2. Нижний вольфрамовый диск припаявается к медному основанию 3, которое изготавливается совместно с резьбовой шпилькой 4 для крепления в охладителе. На верхнем вольфрамовом диске имеется отверстие, служащее для размещения молибденовой пластины, к которой припаян внутренний управляющий вывод 5. К верхнему вольфрамовому диску припаяна контактная чашка 6 с внутренним силовым выводом 7. Внешний управляющий вывод 10 и внешний силовой вывод 12 с наконечником 13 напаяны на соответствующие стальные втулки 9 и 11, которые заделаны в металлостеклянную крышку 8. В основании имеется кольцевой паз, в который перед установкой крышки закладывается фторопластовая прокладка, обеспечивающая при завальцовке необходимую герметизацию прибора.

Диоды штыревого типа конструктивно проще тиристоров, так как не имеют управляющего электрода.

В последние годы все более широкое применение находят СПП таблеточного типа, так как они обладают рядом особенностей, выгодно отличающих их от штыревых приборов. Таблеточные СПП имеют меньшую массу и габариты, симметричность конструкции позволяет сократить габариты преобразовательных установок. К достоинствам таблеточных СПП с точки зрения обеспечения нормального температурного режима относятся: возможность двухстороннего теплоотвода и обеспечение за счет этого высокой плотности теплового потока в кремниевом диске, а также повышенная нагревоциклостойкость, обеспечиваемая путем применения прижимных контактов. Рассмотрим конструкцию таблеточного прибора на примере тиристора Т500. Вентильный элемент, образованный сваркой кремниевого диска 1 (рис. 1-2) с вольфрамовым термокомпенсирующим электродом 2, помещен на поверхности медной мембраны 3, которая соединена с керамическим корпусом 5. Второй термокомпенсирующий диск 7 из молибдена прижат к кремниевому диску медным основанием 8, связанным с корпусом посредством манжеты 6. Внутри основания расположен внутренний управляющий вывод 9, который припаян к внешнему управляющему выводу 10. Для уменьшения контактных сопротивлений используются прокладки 4. Электрический и тепловой контакты осуществляются посредством внешнего сжимающего усилия через мембрану и основание.

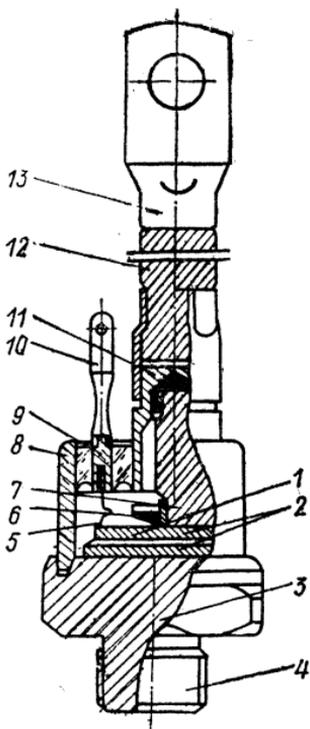


Рис. 1-1. Конструкция штыревого тиристора Т160

В разработке таблеточных СПП за сравнительно короткий срок достигнуты значительные успехи как отечественной промышленностью, так и зарубежными фирмами. В СССР серийно выпускаются диоды с диаметром кремниевого диска 40 мм на ток 1000 А и более [21], созданы образцы диодов с диаметром кремниевого диска 102 мм.

При работе СПП в нем имеют место потери, которые преобразуются в тепловую энергию и приводят к нагреву элементов конструкции. Потери в СПП

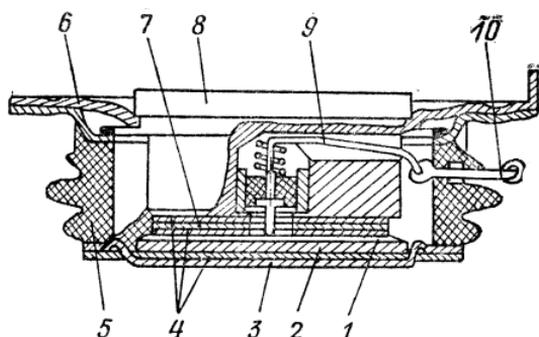


Рис. 1-2. Конструкция таблеточного тиристора Т500

можно условно разделить на основные и дополнительные. Основные потери обусловлены падением напряжения на СПП при протекании прямого тока нагрузки. Дополнительные потери у диодов складываются из потерь от обратного тока, а также из потерь при включении и выключении (коммутационные потери). Для управляемых СПП к числу дополнительных потерь следует, кроме того, отнести потери в цепи управления и потери от прямого тока утечки. В большинстве низкочастотных режимов работы СПП мощность основных потерь является определяющей, так что дополнительными потерями можно пренебречь. Все потери выделяются в кремниевой моноструктуре, потери в остальных элементах СПП пренебрежимо малы. Для отвода теплового потока, обусловленного потерями, СПП необходимо охлаждать, для чего используют различные типы охладителей.

Характер выделения потерь в СПП, их распределение в объеме прибора зависят от режима нагрузок электроэнергетического оборудования, с которым работает данная полупроводниковая преобразовательная установка. В работе [14] приводятся типичные варианты режимов работы СПП. Деление режимов нагрузки СПП на импульсные и длительные связано с характером температурного состояния прибора. Различие их состоит в том, что при импульсных режимах работы изменения температур внутренних элементов СПП не оказывают влияния на внешний теплообмен, тогда как в длительных повторно-кратковременных режимах, как правило, изменяется тепловое состояние всей системы прибор — охладитель. Значения температур отдельных элементов прибора определяют допустимые термические напряжения, возникающие в нем, и в конечном итоге — надежность его работы.

Таким образом, задача обеспечения надежной работы полупроводниковых преобразовательных установок тесно связана с необходимостью организации соответствующего нормального теплового режима СПП. В общем случае тепловым режимом СПП называют температурное состояние их элементов, обусловленное совокупным действием нагрузки и охлаждения. Тепловой режим характеризуется значениями температур в различных точках прибора в данный момент времени, т. е. нестационарным температурным полем.

Тепловой режим СПП считается нормальным, если температура вентильного элемента СПП в условиях эксплуатации не выходит из диапазона допустимых температур и, кроме того, температура эта такова, что будет обеспечена работа элемента с заданной надежностью. Однако из-за недостаточной изученности проблемы надежности СПП (и особенно количественных характеристик надежности) в дальнейшем будет рассматриваться только внешний теплообмен.

Тепловой поток от кремниевой структуры проходит через ряд разнородных материалов, обладающих определенным тепловым сопротивлением. Дополнительное тепловое сопротивление возникает при распространении теплоты в охладителе и при теплоот-

даче к охлаждающей среде. Это приводит при работе СПП к повышению температуры элементов системы прибор — охладитель.

Тепловые свойства такой системы характеризуются общим установившимся тепловым сопротивлением системы  $R_{\text{сист}}$ , которое определяется как отношение превышения температуры структуры  $t_{\text{стр}}$  над температурой окружающей среды  $t_{\text{ср}}$  в установившемся режиме к мощности тепловыделений  $Q$  в СПП, вызвавшей это превышение температуры:

$$R_{\text{сист}} = (t_{\text{стр}} - t_{\text{ср}})/Q. \quad (1-1)$$

Как видно из уравнения (1-1), чем меньше  $R_{\text{сист}}$ , тем большие тепловыделения можно допустить в СПП при заданных  $t_{\text{стр}}$  и  $t_{\text{ср}}$  и, следовательно, большую токовую нагрузку.

При одностороннем охлаждении (СПП штыревого типа) общее установившееся тепловое сопротивление системы прибор — охладитель складывается из внутреннего установившегося теплового сопротивления прибора  $R_{\text{пр}}$ , теплового сопротивления контакта между прибором и охладителем  $R_{\text{конт}}$  и теплового сопротивления охладителя  $R_o$ :

$$R_{\text{сист}} = R_{\text{пр}} + R_{\text{конт}} + R_o. \quad (1-2)$$

Значения тепловых сопротивлений, входящих в правую часть уравнения (1-2), определяются следующими соотношениями:

$$R_{\text{пр}} = (t_{\text{стр}} - t_{\text{корп}})/Q; \quad (1-3)$$

$$R_{\text{конт}} = (t_{\text{корп}} - t_o)/Q; \quad (1-4)$$

$$R_o = (t_o - t_{\text{ср}})/Q. \quad (1-5)$$

Как видно из уравнений (1-2) — (1-5), для данного типа СПП и способа сочленения с охладителем снижения  $R_{\text{сист}}$  можно достигнуть уменьшением  $R_o$ .

При двухстороннем охлаждении (СПП таблеточного типа) общее установившееся тепловое сопротивление определяется по выражению

$$R_{\text{сист}} = R_{\text{сист. а}} R_{\text{сист. к}} / (R_{\text{сист. а}} + R_{\text{сист. к}}), \quad (1-6)$$

где  $R_{\text{сист.а}}$  и  $R_{\text{сист.к}}$  — тепловые сопротивления, определяемые по выражению (1-2), для анодной и катодной сторон СПП соответственно.

При этом следует иметь в виду, что полный тепловой поток, отводимый при двухстороннем охлаждении,  $Q = Q_a + Q_k$ .

В нестационарных режимах тепловое состояние системы прибор — охладитель характеризуется общим переходным тепловым сопротивлением системы, которое определяется как отношение превышения температуры полупроводниковой структуры за время действия импульса над температурой окружающей среды к мощности тепловыделений в импульсе.

Основным параметром, определяющим работоспособность полупроводниковых приборов, является максимально допустимая температура полупроводниковой структуры  $t_{\text{стр.макс}}$ . Ее значение лимитируется не только температурной зависимостью ряда электрофизических свойств кремния, но и температурой припоев, применяемых при изготовлении СПП. Для тиристоров она лимитирована, кроме того, температурной зависимостью напряжения переключения. Значения этих температур для отечественных СПП [21] таковы:  $140^\circ\text{C}$  — для диодов и лавинных тиристоров,  $125^\circ\text{C}$  — для тиристоров,  $110^\circ\text{C}$  — для быстродействующих тиристоров. При этом следует подчеркнуть, что в установившемся режиме обычно контролируется среднее значение названной температуры, т. е. без учета «горячих» точек структуры. Нижний предел температуры полупроводниковой структуры ( $-40 \div -50^\circ\text{C}$ ) определяется из условий механической прочности элементов СПП с учетом различия температурных коэффициентов расширения.

Исходя из максимально допустимого значения температуры полупроводниковой структуры, рассчитывается максимальный ток СПП, значение которого устанавливается либо при заданной температуре корпуса прибора, либо при заданных условиях охлаждения. Этот параметр, как и ранее названные, дается в информационных материалах предприятия-изготовителя. Однако на практике СПП эксплуатируются при самых различных тепловых условиях, тогда значение максимального тока для установив-

шегося режима работы с охладителем определяется по формуле

$$I_{\text{макс}} = \frac{\sqrt{U_{\text{отс}}^2 + 4K_{\phi}R_{\text{д}} \frac{t_{\text{стр макс}} - t_{\text{ср}}}{R_{\text{сст}}}} - U_{\text{отс}}}{2K_{\phi}^2R_{\text{д}}}, \quad (1-7)$$

где  $U_{\text{отс}}$  — напряжение отсечки СПП, В;  $R_{\text{д}}$  — динамическое сопротивление СПП, Ом;  $K_{\phi}$  — коэффициент формы тока, равный отношению действующего значения тока к среднему.

Расчетные формулы для  $K_{\phi}$  и разных форм импульсов, часто встречающихся в практике, приведены в работе [14].

Таким образом, увеличение тока СПП возможно либо за счет повышения максимально допустимой температуры полупроводниковой структуры, либо за счет более интенсивного охлаждения. В настоящее время ведутся интенсивные работы по повышению допустимой температуры СПП. В Советском Союзе уже созданы образцы диодов с максимально допустимой температурой структуры  $190^{\circ}\text{C}$ , однако и в этом случае вопросы эффективного охлаждения СПП являются определяющими. Рассмотрим их более подробно.

## 1-2. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Обеспечение нормального теплового режима СПП при высокой токовой нагрузке делает необходимым их охлаждение. Отвод теплоты от СПП осложнен тем, что полупроводниковая структура имеет сравнительно небольшие размеры, а это требует разработки специальных охладителей с развитой поверхностью, поисков наиболее эффективных способов охлаждения. Отметим, что удельная тепловая нагрузка полупроводниковой структуры в современных СПП велика и достигает  $100 \text{ Вт/см}^2$ .

Деление применяемых в силовой полупроводниковой технике способов охлаждения на воздушное, жидкостное испарительное или комбинированное является достаточно общим и не отвечает уровню современных задач, направленных на интенсификацию теплоотдачи СПП.

Существующие способы охлаждения можно характеризовать по целому ряду признаков: по способу движения охлаждающего агента, по конструктивному исполнению (индивидуальное и групповое), по способу теплоотвода (односторонний, двухсторонний и объемный), по материалу охладителя и т. п.

Однако дальнейшая конкретизация и углубление исследований в различных областях этого направления ставит перед необ-

ходимостью классифицировать в целом системы охлаждения СПП по наиболее принципиальным признакам. В предлагаемой классификации систем охлаждения (рис. 1-3) за отправной признак принимается наличие или отсутствие промежуточного теплоносителя и основной характеристикой системы охлаждения становится способ передачи теплоты от СПП охлаждающему агенту. Другими признаками выступают вид теплоносителя и типы используемых охладителей и теплообменников. При такой группировке системы охлаждения СПП без промежуточного теплоносителя делятся на системы с воздушным (естественным и принудительным) и водяным одноконтурным охлаждением, а системы охлаждения с промежуточным теплоносителем — на гомогенные и гетерогенные системы, т. е. с однофазным и двухфазным теплоносителем.

Воздушными системами охлаждения СПП называются такие системы, в которых в качестве единственного теплоносителя используется воздух и тепловая энергия конвекцией и излучением передается в окружающую среду.

В практике силовой полупроводниковой техники воздушное охлаждение СПП наиболее распространено. Это обусловлено тем, что в большинстве случаев эксплуатации СПП воздух является в конечном итоге той средой, которой передается теплота.

Естественное воздушное охлаждение нашло применение, несмотря на значительные массу, габариты и низкую интенсивность теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи не превышает  $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  даже при зачерненной поверхности, что объясняется большой толщиной пограничного слоя у ребер охладителя. При естественном воздушном охлаждении СПП нагружаются током не более чем 25% его предельного значения. Мощность преобразовательных установок обычно не превышает 15 кВт.

Когда естественное охлаждение не обеспечивает нормального теплового режима, применяют принудительное воздушное охлаждение. Оно используется в большинстве выпускаемых промышленностью преобразовательных агрегатов. Это объясняется увеличением теплоотдачи к воздуху при обдуве за счет вынужденной конвекции и вследствие этого более высокой нагрузочной способностью СПП, меньшими габаритами и массой установок. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи для применяемых в настоящее время устройств составляет  $70-150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  в зависимости от скорости движения воздуха. Охладители имеют небольшое гидравлическое сопротивление, и поэтому для их обдува используют низконапорные осевые вентиляторы, которые удобно komponуются в конструкции преобразователя.

Однако возможности принудительного воздушного охлаждения ограничены — увеличение скорости движения охлаждающего воздуха более 15—25 м/с экономически не оправдано, так как приводит к значительному росту аэродинамических сопротивлений, а значит, и мощности вентиляторов. Низкая интенсивность теплоотдачи в воздух даже при обдуве делает необходимым значительное увеличение поверхности охладителя, что приводит к увеличению габаритов.

Разработка и создание отечественной промышленностью СПП таблеточного типа с диаметром кремниевой структуры 40—50 мм с повышенной циклостойкостью и перегрузочной способностью

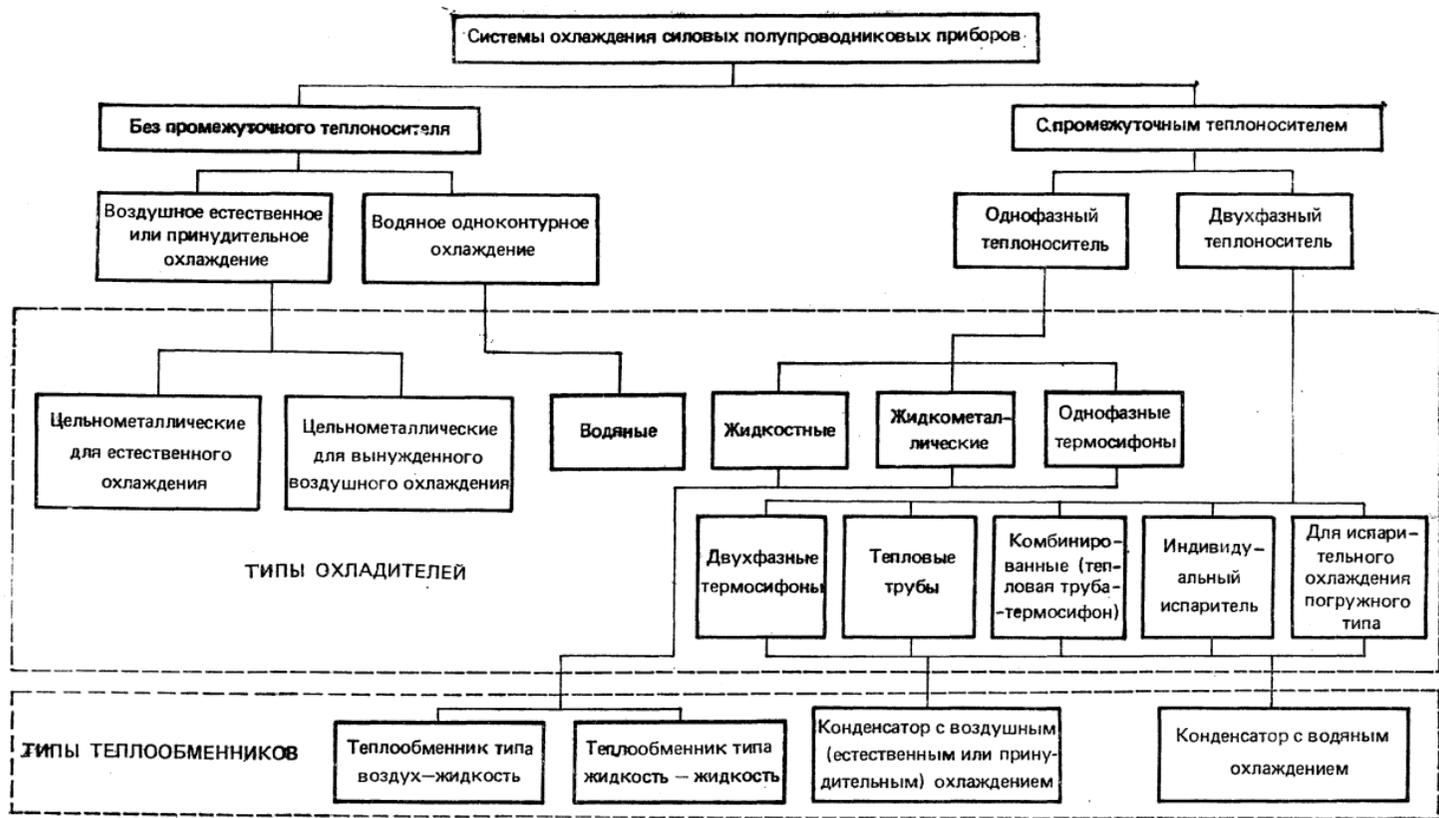


Рис. 1-3. Классификация систем охлаждения СПП

привели к увеличению тока через единичный прибор. При токе через прибор свыше 500 А значение тепловыделений достигает 1 кВт, что ставит перед необходимостью еще большего увеличения поверхности охладителя. В связи с тем что передача теплоты внутри охладителя производится на все более значительные расстояния и осуществляется за счет теплопроводности, температура в его элементах, несмотря на высокую теплопроводность меди и алюминия, существенно падает. В результате поверхность охладителя работает с небольшим средним температурным напором, а это приводит к неэффективному использованию материала охладителя. Поэтому при воздушном охлаждении СПП увеличение габаритов и массы охладителей происходит быстрее, чем рост тока через прибор.

Это видно из табл. 1-1, в которой приведены некоторые характеристики СПП с воздушными охладителями из алюминиевых сплавов, выпускаемых Саранским заводом «Электровыпрямитель» и шведской фирмой АСЕА. Так, например, максимальный ток таблеточного тиристора Т500 с типовым охладителем в 3,5 раза больше, чем ток штыревого тиристора Т160. Несмотря на увеличение площади кремниевого диска в 2,5 раза и применение двухстороннего теплоотвода, масса тиристора Т500 с охладителем возросла почти в 6 раз, а объем — более чем в 4 раза по сравнению с массой и объемом тиристора Т160 с охладителем. Фирма АСЕА для таблеточных СПП с диаметром кремниевого диска 29 и 46 мм применяет одинаковые охладители. Кроме приведенных в табл. 1-1 охладителей, эта же фирма для СПП с диаметром кремниевого диска 46 мм выпускает другой тип охладителя, который вместе с СПП имеет массу 14,2 кг и габариты  $270 \times 170 \times 210$  мм (объем 9,65 дм<sup>3</sup>). Применение такого охладителя повышает предельный ток СПП на 20% при увеличении массы и объема СПП с охладителем примерно в 3 раза по сравнению с данными, приведенными в табл. 1-1. Таким образом, сравнительно экономичные воздушные цельнометаллические охладители, применяемые со штыревыми СПП, становятся неоправданно громоздкими и тяжелыми для таблеточных СПП с большими диаметрами кремниевого диска, рассчитанных на большие токи.

Таким образом, основным направлением в решении проблемы охлаждения СПП таблеточного типа является применение более эффективных способов охлаждения, позволяющих увеличить коэффициент теплоотдачи и уменьшить массу и габариты охлаждающих устройств.

Одним из таких способов, применяемых в настоящее время, является водяное одноконтурное охлаждение. При таком охлаждении система водяной циркуляции разомкнута, т. е. вода пройдя охладитель идет на выброс и больше не используется. Указанный способ весьма эффективен, однако требует значительного расхода воды. Он получил наибольшее распространение в преобразователях металлургической и химической промышленности, в судовых установках.

Менее распространенным, но более перспективным является класс систем охлаждения с промежуточным теплоносителем.

Системы с промежуточным однофазным теплоносителем, как правило, работают по замкнутому контуру

Таблица 1-1

Параметр	Значение параметра													
	диода типа								тристора типа					
	B200	B2-320	B500	B800	Si300	SiG300	YSD-03	YSD-01	T160	T320	T500	Гу-290S	YST5-01	YST8-01
	штыре- вого	таблеточного			штыре- вого	таблеточного			штыре- вого	таблеточного		штыре- вого	таблеточного	
Диаметр кремниевого диска, мм	25	30	40	40	29	29	46	46	25	30	40	29	29	46
Максимально допустимая температура структуры, °С	140	140	140	140	175	185	175	175	125	125	125	125	125	125
Повторяющееся напряжение, В	150—1400	150—3800		150—2400	1000—1800	3000—3600	1600—2200	50—1200	100—1600		800—1800			
Внутреннее установившееся тепловое сопротивление СПП, К/Вт: для анодной стороны для катодной стороны	0,13	0,07	0,05	0,04	0,08	0,10	0,07	0,07	0,016	0,07	0,05	0,14	0,10	0,07
	—	0,3	0,15	0,15	—	0,16	0,09	0,09	—	0,03	0,15	—	0,15	0,09
Предельный ток СПП с типовым охладителем, А, при температуре воздуха 40°С и скорости 12 м/с расходе 70 дм³/с расходе 100 дм³/с	180	320	500	720	—	—	—	—	140	250	490	—	—	—
	—	—	—	—	390	—	—	—	—	—	—	170	—	—
	—	—	—	—	—	600	740	880	—	—	—	—	325	475
Общее установившееся тепловое сопротивление, К/Вт, при температуре воздуха 40°С и скорости 12 м/с расходе 70 дм³/с расходе 100 дм³/с	0,43	0,18	0,10	0,09	—	—	—	—	0,4	0,19	0,09	—	—	—
	—	—	—	—	0,24	—	—	—	—	—	—	0,32	—	—
	—	—	—	—	—	0,17	0,12	0,12	—	—	—	—	0,16	0,12
Масса СПП с охладителем, кг	1,27	3,8	7	7	2,03	5,1	5,1	5,1	1,2	3,8	7,0	2,1	5,1	5,1
Габариты СПП с охладителем, мм	80× ×70× ×195	150× ×126× ×130	170× ×150× ×174	170× ×150× ×174	100× ×100× ×200	149× ×121× ×162	149× ×121× ×162	149× ×121× ×162	80× ×70× ×190	150× ×126× ×130	170× ×150× ×174	100× ×100× ×200	149× ×121× ×162	149× ×121× ×162
Объем СПП с охладителем, дм³	1,09	2,46	4,44	4,44	2,0	2,92	2,92	2,92	1,06	2,46	4,44	2,0	2,92	2,92

с вынужденной или естественной циркуляцией теплоносителя. Принудительная циркуляция осуществляется при помощи насоса. Естественная циркуляция в контуре возникает за счет разности плотностей нагретой и холодной жидкости. В этих системах в качестве теплоносителя используют воду, трансформаторное масло, синтетические диэлектрические жидкости, жидкие металлы. В связи с этим и охладители, применяемые в этих системах, делят на жидкостные, жидкометаллические и однофазные термосифоны.

Процесс теплообмена происходит следующим образом. Тепловая энергия воспринимается однофазным теплоносителем и передается в рекуперативном теплообменнике воздуху или жидкости. Теплообменники могут быть самого различного конструктивного исполнения, но по принципу окончательного теплоотвода делятся на два типа: воздух — жидкость и жидкость — жидкость.

При выборе охлаждающей жидкости учитывается комплекс свойств, обеспечивающих надежную и безопасную работу полупроводниковых преобразователей в различных климатических условиях.

С теплотехнической точки зрения наиболее эффективной жидкостью является вода, поскольку она может обеспечить коэффициент теплоотдачи  $\alpha = 10^3 - 7 \cdot 10^8$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Значение  $\alpha$  для трансформаторного масла составляет  $3 \cdot 10^2 - 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Используемая в качестве теплоносителя вода имеет два наиболее заметных недостатка — сравнительно высокую температуру замерзания и малую электрическую прочность. Тем не менее этот вид охлаждения достаточно широко применяется в низковольтных установках.

По сообщениям японской фирмы «Тосиба» [26] перспективно применение жидкостных охладителей для СПП таблеточного типа, получающих все большее распространение. Например, у опытного образца главного управляемого выпрямителя с масляным охлаждением для поездов японских железных дорог серии 951 значение удельного показателя, характеризующего отношение массы преобразователя к установленной длительной мощности, снижено до 0,65 кг/кВт, что составляет 60% средних значений этого показателя для серийных выпрямителей тех же параметров с обычным воздушным охлаждением. Как в отечественном, так и в зарубежном приборостроении нашли применение и индивидуальное и групповое охлаждение СПП с однофазным теплоносителем.

При охлаждении СПП жидкометаллическим теплоносителем (эвтектика «ингас» и Na — Ca) циркуляционный тракт одновременно может служить и токопроводом. Такой способ охлаждения позволяет получить высокие коэффициенты теплоотдачи и в 3—4 раза повысить предельный ток через прибор. Вместе с тем сложность конструкции таких систем делает возможным их применение лишь в специальных преобразовательных установках.

В однофазных термосифонах перенос теплоты происходит в условиях естественной конвекции жидкого теплоносителя. Вследствие этого они обеспечивают менее интенсивный теплоотвод, чем системы с принудительной циркуляцией.

В последние годы наблюдается процесс активного внедрения в силовую полупроводниковую технику систем охлаждения с

промежуточным двухфазным теплоносителем, позволяющих достичь высокой эффективности теплообмена за счет изменения агрегатного состояния теплоносителя. При этом в качестве теплоносителя используют жидкость, находящуюся в двухфазном состоянии либо в полости индивидуального охладителя, либо при групповом охлаждении в полости бака с полупроводниковым преобразовательным блоком. Передача теплоты при таком способе охлаждения, например в полости индивидуального охладителя СПП к охлаждающему воздуху, осуществляется в замкнутом испарительно-конденсационном цикле. При испарении (кипении) жидкости, организованном в непосредственной близости от выпрямительного элемента, значения коэффициентов теплоотдачи могут составлять  $(30 \div 50) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Перенос теплоты паром происходит практически при постоянной температуре и может быть осуществлен на значительные расстояния. Конденсируется пар в охлаждаемом конденсаторе. Высокая интенсивность теплоотдачи при конденсации обеспечивает высокий температурный потенциал конденсатора со стороны, омываемой охлаждающим воздухом. Важнейшим преимуществом такого метода охлаждения является отсутствие насоса для прокачивания промежуточного теплоносителя, что намного упрощает оборудование и делает его более надежным.

В литературе этот метод охлаждения чаще называют испарительным. Однако это название не совсем точно, поскольку не учитывает процесса конденсации пара.

Возврат конденсата из зоны конденсации в зону испарения в охладителях с промежуточным двухфазным теплоносителем может осуществляться либо под действием силы тяжести (двухфазный термосифон), либо — капиллярных сил, как в тепловой трубе (см. рис. 1-3). Необходимым условием нормальной работы двухфазных термосифонов является такое их положение в пространстве, при котором обеспечивается беспрепятственное стекание конденсата в зону испарения. Тепловые трубы, в отличие от двухфазных термосифонов, могут работать как в условиях невесомости, так и против сил тяжести. Для охлаждения СПП возможно применение комбинированных охладителей, в которых возврат конденсата из зоны охлаждения в зону нагрева осуществляется под действием как гравитационных, так и капиллярных сил. Рассмотренные три типа охладителей с промежуточным двухфазным теплоносителем имеют, как правило, конденсатор, охлаждаемый воздухом в условиях естественной конвекции или при обдуве, и применяются для индивидуального охлаждения СПП или в вентильных блоках.

Близка по принципу действия к двухфазным термосифонам система испарительного охлаждения с индивидуальными охладителями и общим конденсатором, а также система испарительного охлаждения с погружением СПП в диэлектрическую жидкость (см. рис. 1-3). Конденсатор в этих случаях имеет либо воздушное, либо водяное охлаждение.

Несмотря на то, что разработка систем охлаждения с промежуточным двухфазным теплоносителем ведется сравнительно недавно, в отечественной практике и за рубежом уже используются опытные и серийные образцы полупроводниковых преобразователей с указанными системами охлаждения.

С 1974 г. в ФРГ находится в эксплуатации локомотив с преобразователем, система охлаждения которого выполнена на тепловых трубах [25]. По сравнению с преобразователем, имеющим штыревые СПП с цельнометаллическими охладителями, применение таблеточных СПП с тепловыми трубами позволило уменьшить число СПП в 4 раза. При этом массу преобразователя удалось снизить с 200 до 40 кг.

Фирмами ФРГ разработан также полупроводниковый преобразователь мощностью 5 МВ·А для опытного экипажа высокоскоростного наземного транспорта с магнитным подвешиванием [23]. Применение для охлаждения СПП тепловых труб позволило повысить значение удельного показателя, характеризующего отношение мощности преобразователя к его объему, до 1,45 кВт·А/л и даже иметь резерв мощности около 20%, что невозможно получить при использовании цельнометаллических охладителей.

Малые массу и габариты имеют также преобразователи с испарительной системой охлаждения СПП погружного типа (см. § 4-4).

Применение систем эффективного охлаждения особенно перспективно в высоковольтных преобразователях, содержащих большое число СПП. Это, например, полупроводниковые преобразователи подстанций линий электропередач постоянного тока. В качестве основного элемента таких подстанций служат высоковольтные тиристорные блоки, в которых может содержаться 100—200 и более тириستоров. Система охлаждения такого блока должна обеспечивать не только малые массу и габариты, но и высокое качество изоляции.

При воздушном охлаждении высоковольтных тиристорных блоков последнее требование обуславливает установку их в помещении, образующем закрытое распределительное устройство постоянного тока. Охлаждающий воздух вентилятором подается в высоковольтный тиристорный блок, из него выбрасывается в помещение и затем направляется для охлаждения в теплообменник, установленный в помещении. Это — воздушный контур системы охлаждения. Для восполнения потерь воздуха от утечек в помещение поступает дополнительное количество сухого чистого и охлажденного воздуха. В другом контуре при помощи насоса циркулирует этиленгликоль. Этот контур служит для охлаждения воздуха. Отводимая в этом контуре теплота отдается наружному воздуху или воде в теплообменнике, установленном вне помещения. Такая система охлаждения используется, например, шведской фирмой АСЕА и некоторыми фирмами США.

Масляное охлаждение силовых тиристорных блоков применяют фирмы ФРГ, Швейцарии и Японии для преобразовательных подстанций открытого исполнения. Один или два высоковольтных тиристорных блока размещаются в стальном баке. Каждый блок состоит из нескольких идентичных ярусов, в которых расположено несколько групп тиристоров. Охлаждение тиристоров и других тепловыделяющих элементов осуществляется принудительной циркуляцией масла в контуре. Отвод теплоты от масла происходит в теплообменнике, охлаждаемом наружным воздухом или водой. При эксплуатации высоковольтных тиристорных блоков с масляной изоляцией легче поддерживать неизменными

показатели изоляции, отпадает необходимость в периодической чистке оборудования от пыли.

Высоковольтные тиристорные блоки с водяной системой охлаждения для установки в закрытых помещениях разработаны в СССР. Система водяного охлаждения включает в себя два замкнутых контура циркуляции воды с общими циркуляционными насосами и теплообменниками. Деионизированная вода подается насосами в группу теплообменников и затем, пройдя фильтры механических частиц, делится на два потока. Основная часть поступает в высоковольтный тиристорный блок и далее в напорный бак, другая — направляется в ионообменные фильтры и затем возвращается во всасывающую линию насосов. Все элементы, соприкасающиеся с циркулирующей деионизированной водой, выполнены из некорродирующих материалов. Охладители тиристоров изготовлены из меди с покрытием и соединяются последовательно в общую трубу с помощью разделительных изоляционных вставок. Вода подается на высоковольтный тиристорный блок по изоляционным трубам из полиэтилена или полипропилена. Контроль системы охлаждения осуществляется по изменению следующих параметров: удельного электрического сопротивления воды, ее расхода и температуре.

В настоящее время за рубежом и в СССР разрабатываются конструкции высоковольтных тиристорных блоков с испарительной системой охлаждения.

### **1.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

Как уже отмечалось, благодаря простоте, надежности и удобству в эксплуатации наиболее распространены в силовой преобразовательной технике системы охлаждения без промежуточного теплоносителя, и особенно воздушное охлаждение. На первом этапе развития силового полупроводникового приборостроения оно, естественно, прежде всего занимало внимание исследователей и специалистов производства. Повышение эффективности охлаждения связано прежде всего с дальнейшим совершенствованием конструкций воздушных охладителей, расположением и размерами ребрения, способом крепления к прибору, выбором материала и т. п. Отечественной промышленностью изготавливаются медные и алюминиевые охладители. В последнее время все большее применение находят охладители из алюминиевых сплавов. Они используются как индивидуально, так и в блоках. На рис. 1-4 показан серийный семиререберный цельнометаллический охладитель в сборе со штыревым СПП, а на рис. 1-5 — охладитель с прибором таблеточного типа. Эти охладители изготовлены из алюминия методом литья под давлением и могут применяться в преобразовательных полупроводниковых установках как с естественным, так и принудительным воздушным охлаждением.

Главный недостаток системы воздушного охлаждения СПП — большие масса и габариты (см. табл. 1-1) при сравнительно малых коэффициентах теплообмена. Поэтому одной из главных задач при воздушном охлаждении СПП является поиск оптимальных конструкций охладителей.

Эффективность теплоотвода в значительной мере зависит от значения теплового сопротивления в месте сочленения СПП с охладителем. В связи с этим большую роль играет чистота обработки поверхностей прибора и охладителя, сила прижатия их друг к другу. Важным моментом при этом является предохранение контакта СПП — охладитель от попадания влаги.

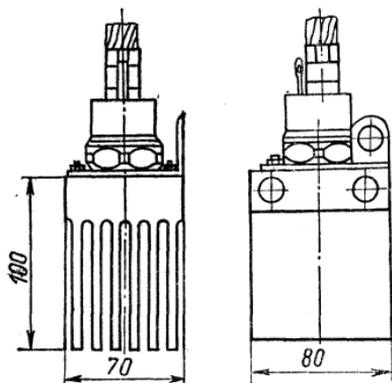


Рис. 1-4. Штыревой СПП с охладителем

Влага способствует коррозии материалов полупроводникового прибора и охладителя и резкому увеличению теплового сопротивления. Особенно подвержен коррозии и разрушению от силового тока алюминий. Поэтому для уменьшения теплового сопротивления либо основание охладителя армируют медной втулкой, которая запрессовывается в его корпус, либо шину прижимают непосредственно к СПП, исключая тем самым прохождение тока через поверхности контактирования меди и алюминия.

Для СПП, работающих при воздушном охлаждении, как правило, применяют индивидуальные охладители. При разработ-

ке силовых полупроводниковых установок с большим количеством СПП полупроводниковые приборы размещаются многорядно вдоль потока охлаждающего воздуха.

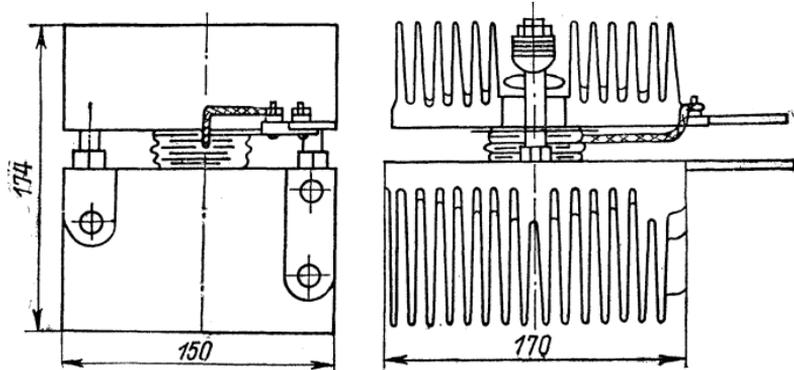


Рис. 1-5. Таблеточный СПП с охладителем

ке силовых полупроводниковых установок с большим количеством СПП полупроводниковые приборы размещаются многорядно вдоль потока охлаждающего воздуха.

В системах охлаждения с промежуточным однофазным и двухфазным теплоносителем применяют индивидуальные и групповые охладители. Индивидуальные охладители изготавливаются с учетом соединения их в группы. Групповые охладители позволяют значительно уменьшить количество соединений по потоку

жидкости. Вместе с тем применение групповых охладителей менее универсально и ограничивается, как правило, конкретным преобразователем.

Типичным вариантом индивидуального жидкостного охладителя, конструктивно предусматривающего возможность соединения в группы, является отечественный охладитель, применяющийся для охлаждения приборов штыревого типа с резьбовым креплением [21]. Охладитель (рис. 1-6, а) состоит из массивной медной цилиндрической рубашки 1 и латунного доньшка 2, соединенных пайкой и образующих два канала, где движется

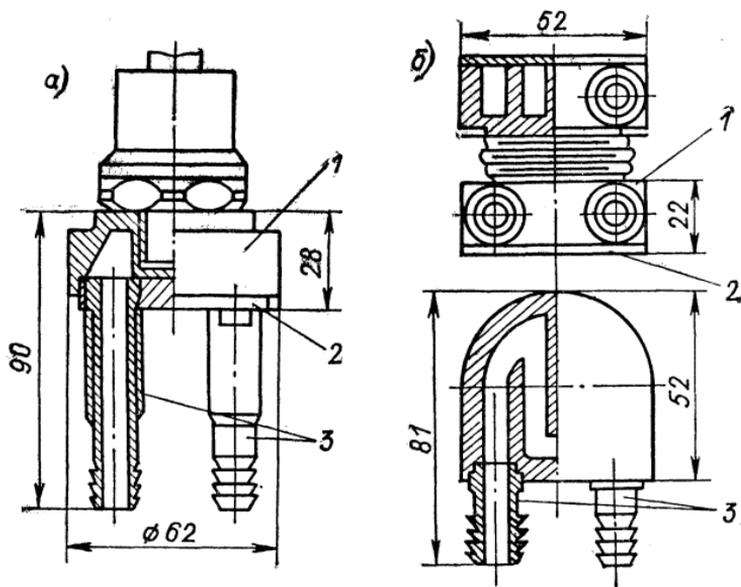


Рис. 1-6. Водяное охлаждение СПП штыревого (а) и таблеточного (б) типа

жидкость. Подвод и отвод воды осуществляется через патрубки 3, оси которых перпендикулярны осям изогнутых каналов. Для крепления к токоведущей шине один из патрубков имеет резьбу для гайки.

Как за рубежом, так и в отечественной промышленности для охлаждения СПП таблеточного типа применяется одностороннее и двухстороннее охлаждение. На рис. 1-6, б схематично показана конструкция водяного охладителя для таблеточных СПП. Рубашка 1 охладителя для увеличения поверхности теплообмена с жидкостью снабжена ребрами, которые вместе с доньшком 2, служащим одновременно шиной, образуют каналы, по которым циркулирует жидкость. Подвод и отвод воды осуществляется через патрубки 3. Гидродинамические особенности течения жидкости, а следовательно, способность охладителя отводить теплоту от прибора, обусловлены кривизной каналов,

площадью оребрения, наличием турбулизующих устройств, скоростью движения жидкости. Тенденция развития внутренних поверхностей жидкостных охладителей и определяет поиск наиболее экономичных характеристик жидкостных охладителей.

Групповое охлаждение СПП осуществляется путем погружения их в диэлектрическую жидкость, являющуюся охлаждающей средой. При этом каждый прибор помещен между двумя охлаждающими элементами, теплоотвод с поверхности которых осуществляется при конвекции жидкости. Конструктивных решений такого рода имеется достаточно много [26, 30].

Групповые жидкостные охладители выполняются также и в виде полых шин, служащих одновременно токопроводами и имеющих различные профили [30]. Движение жидкости в таких

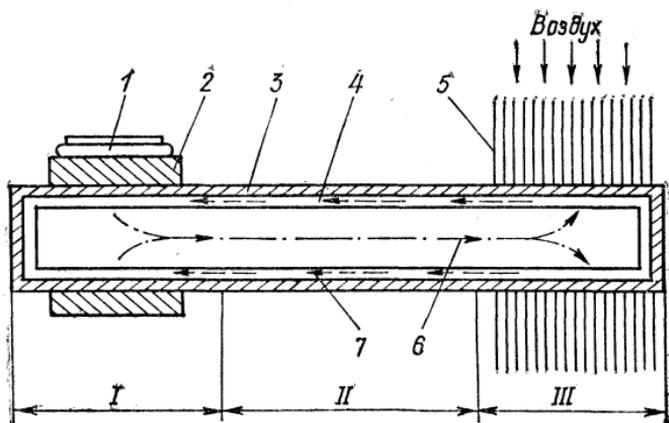


Рис. 1-7. Тепловая труба для охлаждения СПП

охладителях, имеющих несколько каналов, осуществляется либо в одном, либо во взаимно противоположных направлениях. Для увеличения поверхности теплообмена в некоторых охладителях делают оребрение.

В простейшем случае охладители с промежуточным двухфазным теплоносителем представляют собой закрытую трубу с герметизированной внутренней полостью, частично заполненной легкокипящей жидкостью. Таково устройство двухфазного термосифона. Более сложную конструкцию имеет тепловая труба, которая дополнительно имеет капиллярную структуру. Схема тепловой трубы применительно к охлаждению СПП представлена на рис. 1-7. Таблеточный СПП 1 прижимается к корпусу 2, выполненному из высокопроводящего материала. На внутренней поверхности оболочки 3 расположена капиллярная структура 4, на наружной поверхности оболочки выполнены ребра 5, охлаждаемые воздухом. По длине тепловой трубы, как и двухфазного термосифона, различают три зоны: зону нагрева I, транспортную II и зону охлаждения III. В зоне I происходит испарение или кипение теплоносителя, и поэтому ее называют испарителем. Образующийся в испарителе пар 6 через зону II движется в

зону III, называемую конденсатором. Здесь пар конденсируется и образовавшийся конденсат 7 по капиллярной структуре через зону II возвращается в испаритель.

Тепловые трубы находят применение как индивидуальные охладители, а также применяются в блоках. При этом достигаются малые масса и габариты системы СПП — охладитель. Так, например, в упомянутом выше преобразователе для экипажа высокоскоростного наземного транспорта применены блоки, состоящие из трех диодов и четырех тепловых труб [23]. Крайние тепловые трубы, обеспечивающие односторонний теплоотвод, имеют длину, в два раза меньшую, чем средние, обеспечивающие

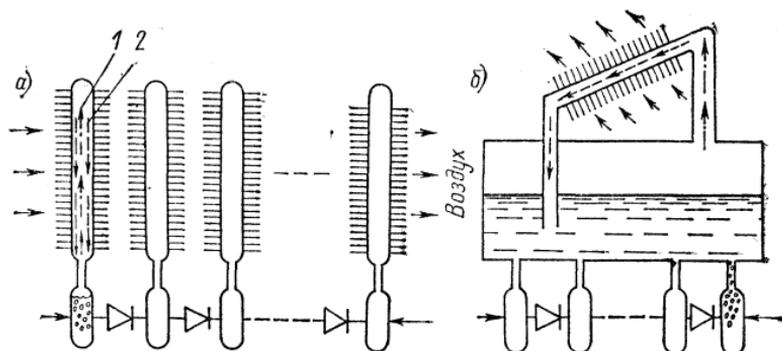


Рис. 1-8. Групповое испарительное охлаждение СПП без погружения в теплоноситель: а — с двухфазными индивидуальными термосифонами; б — с индивидуальными испарителями и общим конденсатором

1 — пар; 2 — конденсат

двухсторонний теплоотвод. Большая и малая тепловые трубы имеют соответственно следующие характеристики: габариты  $150 \times 150 \times 120$  мм и  $150 \times 150 \times 60$  мм, масса 2,46 кг и 1,34 кг, отводимый тепловой поток 700 и 350 Вт при скорости воздуха 6 м/с и падении давления 108 Па. Оболочки и капиллярная структура тепловых труб выполнены из меди, ребра — из алюминия, покрытого медью гальваническим способом. В качестве промежуточного теплоносителя применена вода.

Американскими фирмами [28] выпускаются диоды и тиристоры, в корпусе которых имеются две тепловые трубы, обеспечивающие двухстороннее охлаждение кремниевого диска. Капиллярная структура расположена непосредственно на поверхности диска, что позволило уменьшить механические напряжения в нем и снизить тепловое сопротивление. Такой диод имеет массу 280 г и объем  $220 \text{ см}^3$ . При расходе охлаждающего воздуха  $1,3 \text{ м}^3/\text{мин}$  полное тепловое сопротивление в установившемся режиме работы составляет 0,24 К/Вт, что обеспечивает токовую нагрузку диода 250 А.

На рис. 1-8 представлены два конструктивных решения групповых систем испарительного охлаждения СПП без погружения

в промежуточный теплоноситель. В первом случае каждый СПП в блоке охлаждается при помощи индивидуальных двухфазных термосифонов, во втором — при помощи индивидуальных испарителей с общим резервуаром для жидкости и конденсатором, который может быть выносным. Если в первом случае под напряжением находятся как сами СПП, так и корпуса двухфазных термосифонов, то во втором — под напряжением находятся только СПП и индивидуальные испарители, а резервуар с фреоном и конденсатор электрически изолированы от силовой схемы гибкими сильфонами.

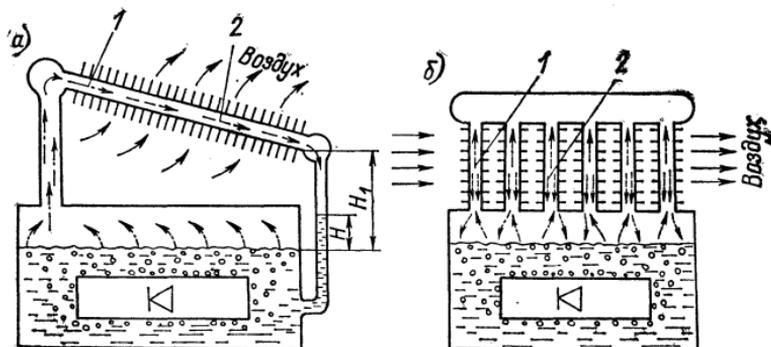


Рис. 1-9. Групповое испарительное охлаждение СПП с погружением в теплоноситель  
1 — пар; 2 — конденсат

Групповые системы испарительного охлаждения СПП погружного типа могут быть двух типов в зависимости от взаимного направления движения пара и конденсата в конденсаторе: со спутным (рис. 1-9, а) и со встречным (рис. 1-9, б) движением. В первом случае конденсатор выполняется с наклонными трубами. Пар по подъемной трубе поступает в конденсатор, где конденсируется, образовавшийся конденсат стекает под действием силы тяжести по опускной трубе, вход которой в бак испарителя расположен ниже уровня промежуточного теплоносителя. Во втором случае конденсатор состоит из вертикальных труб, по которым от испарителя движется пар, а к испарителю — конденсат. Погружная часть таких систем охлаждения состоит из СПП с охлаждающими элементами, которые обеспечивают интенсивный теплоотвод при кипении на их поверхности промежуточного теплоносителя. Уровень теплоносителя в баке испарителя выбирается таким, чтобы не происходило осушения поверхностей СПП и охлаждающих элементов.

## ТЕПЛОТДАЧА В КАНАЛАХ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ДЛЯ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СПП

### 2-1. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Теплоотдача жидкости в каналах охладителей СПП зависит от режима течения потока, конструкции и теплового состояния охладителей.

Вынужденное течение жидкости может быть ламинарным, переходным и турбулентным, о чем судят по значению числа Рейнольдса. В трубах течение является ламинарным при  $Re < 2300$  и турбулентным при  $Re > 10^4$ . Переходное течение имеет место при  $Re = 2,3 \cdot 10^3 \div 10^4$ .

Характерной особенностью групповых охладителей является наличие длинных прямолинейных каналов, по которым течет жидкость, причем длина каналов может быть больше начального теплового участка и интенсивность теплоотдачи практически не зависит от распределения скорости и температуры на входе. В большинстве типов индивидуальных охладителей вследствие небольшой длины каналов теплоотдача происходит в пределах начального гидродинамического и теплового участков и зависит от условий входа жидкости. Наличие в таких охладителях криволинейных каналов приводит к возникновению в жидкости центробежных сил, которые могут оказывать значительное влияние на теплоотдачу.

При больших тепловых нагрузках теплообменной поверхности охладителя в вынужденном потоке может возникнуть свободная конвекция, вызванная неоднородностью температурного поля жидкости. В отличие от вязкостного режима, который соответствует течению вязких жидкостей при отсутствии влияния свободной конвекции, в вязкостно-гравитационном режиме силы вязкости и подъемные силы соизмеримы.

При вязкостном режиме в трубах ( $Re < 2300$ ) средние коэффициенты теплоотдачи к жидкости

могут быть определены по уравнению [19]

$$\bar{Nu} = 1,55 \left( \frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1/3} \left( \frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0,14} \varepsilon_l, \quad (2-1)$$

справедливого при  $\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \leq 0,05$  и  $0,07 \leq \mu_c/\mu_{ж} \leq 1500$ .

Здесь  $\varepsilon_l$  — поправка на гидродинамический начальный участок. Если в начале трубы имеется необогреваемый успокоительный участок, обеспечивающий на входе обогреваемой части развитый параболический профиль скорости, то  $\varepsilon_l = 1$ . При однородном распределении скорости на входе и  $\frac{1}{Re} \frac{l}{d} < 0,1$

$$\varepsilon_l = 0,60 \left( \frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1/7} \left( 1 + 2,5 \frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right). \quad (2-2)$$

В уравнениях (2-1) и (2-2) определяющим размером, вводимым в числа  $Re$ ,  $Pe$  и  $\bar{Nu}$ , является внутренний диаметр трубы. Средний коэффициент теплоотдачи отнесен к среднему логарифмическому температурному напору:

$$\Delta \bar{t} = (t''_{ж} - t'_{ж}) / \ln \frac{t_c - t'_{ж}}{t_c - t''_{ж}}. \quad (2-3)$$

Физические характеристики жидкости, входящие в  $Re$ ,  $Pe$  и  $\bar{Nu}$ , а также значение  $\mu_{ж}$  выбираются при температуре

$$\bar{t}_{ж} = t_c + \Delta \bar{t} / 2. \quad (2-4)$$

Значение  $\mu_c$  берется при средней температуре стенки. Уравнение (2-1) может быть использовано для расчета теплоотдачи при постоянной или слабо изменяющейся по длине температуре стенки,  $t_c = \text{const}$ .

При вязкостно-гравитационном режиме течения жидкости при расчете теплоотдачи применяются уравнения подобия, полученные для круглых труб при  $t_c = \text{const}$  [19].

Если движение жидкости в вертикальных трубах при ее нагревании происходит снизу вверх, то

$$\bar{Nu}_{rd} = 0,35 \left( Pe_{rd} \frac{d}{l} \right)^{0,3} \left( Gr_{rd} Pr_r \frac{d}{l} \right)^{0,18}. \quad (2-5)$$

Определяющей температурой в уравнении (2-5) является температура  $t_r = 0,5(t_c + \bar{t}_j)$ , где

$$\bar{t}_j = 0,5(t'_j + t''_j). \quad (2-6)$$

Средний коэффициент теплоотдачи, входящий в число  $\overline{Nu}$ , отнесен к начальному температурному напору  $\Delta t_{нач} = t_c - t'_j$ , а в число  $Gr$  входит средний арифметический температурный напор

$$\overline{\Delta t} = t_c - \bar{t}_j. \quad (2-7)$$

Уравнение (2-5) справедливо при значениях  $20 \leq l/d \leq 130$ ,  $Re(d/l) \leq 1100$ ,  $7 \cdot 10^5 \leq GrPr \leq 4 \cdot 10^8$  и  $Re < Re_{кр}$ . При этом  $Re_{кр}$  зависит от  $GrPr$  следующим образом.

$GrPr$ . . . . .	0	$8 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$10^7$	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$
$Re_{кр}$ . . . . .	2300	3000	3800	5000	6300	7000	7200

При движении жидкости в вертикальных трубах сверху вниз при нагревании

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,037 Re_{jd}^{0,75} Pr_j^{0,4} (\mu_c/\mu_j)^{-0,11}. \quad (2-8)$$

В этом уравнении  $\bar{\alpha}_j$  отнесен к среднему арифметическому температурному напору  $\overline{\Delta t}$ , а физические свойства жидкости, кроме  $\mu_c$ , выбираются при температуре  $\bar{t}_j$ . Уравнение (2-8) справедливо при  $Re_{jd} = 250 \div 10^4$ ,  $Gr_{jd}Pr_j = 1,5 \cdot 10^6 \div 12 \cdot 10^6$  и  $Pr_j = 2 \div 10$ .

При движении жидкости в горизонтальных трубах

$$\overline{Nu}_{gd} = 0,8 \left( Re_{gd} \frac{d}{l} \right)^{0,4} (Gr_{gd}Pr_g)^{0,1} (\mu_c/\mu_j)^{-0,14}. \quad (2-9)$$

В уравнении (2-9) значения  $\mu_c$  и  $\mu_j$  соответствуют температурам  $t_c$  и  $\bar{t}_j$ , остальные физические свойства жидкости выбираются при  $t_r$ . Средний коэффициент теплоотдачи отнесен к среднему арифметическому температурному напору. Это уравнение справедливо при значениях  $Re_{gd} < 3000$ ,  $Re_{gd}(d/l) < 120$ ,  $10^6 \leq Gr_{gd}Pr_g \leq 13 \cdot 10^6$  и  $2 \leq Pr_g \leq 10$ .

При турбулентном режиме ( $Re > 10^4$ ) для расчета теплоотдачи в прямых гладких трубах с  $l/d \geq 50$

можно воспользоваться уравнением, предложенным М. А. Михеевым:

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,023 Re_{jd}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad (2-10)$$

Здесь за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер — внутренний диаметр трубы. Число  $Pr_c$  выбирается при средней температуре поверхности стенки.

При переходном течении ( $2,3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ ) теплоотдача зависит от очень большого количества факторов, трудно поддающихся учету. Расчет теплоотдачи производится непосредственно по опытным данным, полученным в условиях, близких к расчетным. При выборе расчетного соотношения для среднего коэффициента теплоотдачи можно воспользоваться уравнением Хаузена [6], полученным в опытах на воде и маслах при  $Re = 2,3 \cdot 10^3 \div 10^5$ :

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,116 (Re_{jd}^{2/3} - 125) Pr_{ж}^{1/3} \times (\mu_c/\mu_{ж})^{-0,14} [1 + (d/l)^{2/3}]. \quad (2-11)$$

Уравнение (2-11) учитывает влияние длины канала, без изломов переходит в зависимость для турбулентного течения при  $Re > 10^4$  и, наконец, правильно отражает характер кривой  $\overline{Nu} = f(Re)$  при переходном течении, для которого по мере роста  $Re$  влияние этого числа ослабевает.

Для случая когда на вынужденное течение в горизонтальной трубе накладывается свободное течение, Метэйс предложил уравнение [22]:

$$\overline{Nu}_{jd} = 4,69 Re_{jd}^{0,27} Pr_{ж}^{0,21} Gr_{jd}^{0,07} (d/l)^{0,36}, \quad (2-12)$$

которое обобщает опытные данные при  $Re = 10^3 \div 10^4$  и  $GrPr(d/l) = 8 \cdot 10^3 \div 10^7$ .

Уравнению Метэйса соответствуют и данные В. К. Шукина [22], который исследовал теплоотдачу в коротком горизонтальном канале при  $l/d = 0,5 \div 13,3$ ,  $Re = 1,7 \div 6,1 \cdot 10^3$  и  $GrPr = 3,1 \cdot 10^7$ . Однако эти данные более точно описываются уравнением:

$$\overline{Nu}_{jd} = 1,15 Re_{jd}^{0,27} Pr_{ж}^{0,21} Gr_{jd}^{0,07} [0,75 + 3,87 (d/l)^{0,68}]. \quad (2-13)$$

При движении жидкости в криволинейном канале в ней возникают инерционные силы, создающие в поперечном сечении циркуляционные токи — так называемую вторичную циркуляцию. В результате возникает сложное движение жидкости по винтовой линии. О возникновении и влиянии вторичной циркуляции судят по числу Дина [22].

В змеевиках циркуляционные токи возникают при числе Дина  $De = 11,6$ , т. е. переход из ламинарного режима в ламинарный со вторичной циркуляцией происходит при небольших числах Рейнольдса и зависит от кривизны канала. Дальнейшее увеличение скорости приводит к возникновению турбулентности. Однако критическое число Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима в турбулентный, для криволинейного канала больше, чем для прямолинейного, и увеличивается с увеличением кривизны канала, т. е.  $Re_{кр} = 18\,500 (d/D)^{0,28}$ . Вторичная циркуляция в криволинейных каналах интенсифицирует теплоотдачу как при ламинарном, так и при турбулентном течении. Необходимые данные для расчета теплоотдачи в змеевиках приведены в работе [22].

В охладителях для водяного охлаждения СПП имеют место различные повороты. Повороты отличаются от змеевиков небольшой длиной криволинейного участка, поэтому часто в пределах поворота развитие вторичной циркуляции не заканчивается. Кроме того, в поворотах используются значительно меньшие  $D/d$ , чем в змеевиках.

Для расчета теплоотдачи в коротких криволинейных каналах можно рекомендовать уравнение [22]

$$\overline{Nu}_{жд} = De_{жд}^{0,41-0,25(d/l)^{0,5}} Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} \times (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} [0,09 + 1,36 (d/l)^{1,45}]. \quad (2-14)$$

Это уравнение обобщает результаты опытных данных в горизонтальном канале с  $l/d = 1,6 \div 13,3$  и  $D/d = 6,1$  при ламинарном течении с макровихрями, т. е. для  $Re = 1,7 \div 52 \cdot 10^3$ .

Как видно из уравнения (2-14), показатель степени при числе Дина зависит от относительной длины канала: с увеличением  $d/l$  показатель степени уменьшается. Это объясняется тем, что развитое

течение со вторичной циркуляцией устанавливается на некотором расстоянии от входа и в коротких криволинейных каналах оно может и не достигнуть развитой формы.

Особые трудности вызывает расчет коэффициента теплоотдачи при возникновении в потоке свободно движущейся жидкости вторичной циркуляции, вызываемой кривизной канала. Возникновение этих явлений обусловлено гравитационными и инерционными массовыми силами.

Анализ дифференциального уравнения движения жидкости в поле массовых сил, выполненный в работе [22], позволил получить число подобия, отражающее влияние массовых сил,

$$P = \Delta f l^3 / (\rho v^2),$$

где  $\Delta f$  — разность массовых сил, Н/м<sup>3</sup>.

В гравитационном силовом поле при отсутствии фазовых превращений и  $l = d$  число подобия  $P = = g d^3 \beta \vartheta / v^2 = Gr$ .

Для криволинейного канала при ламинарном течении  $P = Re^2 (d/D) = De^2$ .

Таким образом, в общем случае при исследовании теплообмена в потоке несжимаемой жидкости при отсутствии фазовых превращений опытные данные представляются в виде обобщающего уравнения  $\overline{Nu} = f(Re, P, Pr)$ .

При одновременном воздействии на поток жидкости гравитационных и инерционных сил сопоставлением величин,  $Gr$  и  $De^2$  можно выявить, какие силы оказывают решающее влияние. Граница областей с вязкостно-гравитационным режимом и режимом ламинарного течения со вторичной циркуляцией, обусловленной инерционными силами, может быть найдена из условия  $Gr = De^2$ .

При использовании рассмотренных или других уравнений подобия следует обращать внимание на следующую особенность. Поправочные множители в уравнениях подобия, учитывающие особенности теплообмена в начальных гидродинамическом и тепловом участках, зависят от ряда факторов, например числа Рейнольдса, степени турбулентности потока на входе, начального распределения скорости и т. д.

Поэтому используемые в настоящее время значения поправочных множителей не являются универсальными и отражают специфику опытов, в результате которых они были получены. Это может привести к погрешностям в расчетах особенно при малых  $l/d$ , что является характерным для индивидуальных охладителей СПП.

## 2-2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

В практике силовой полупроводниковой техники эффективность работы охладителя принято оценивать

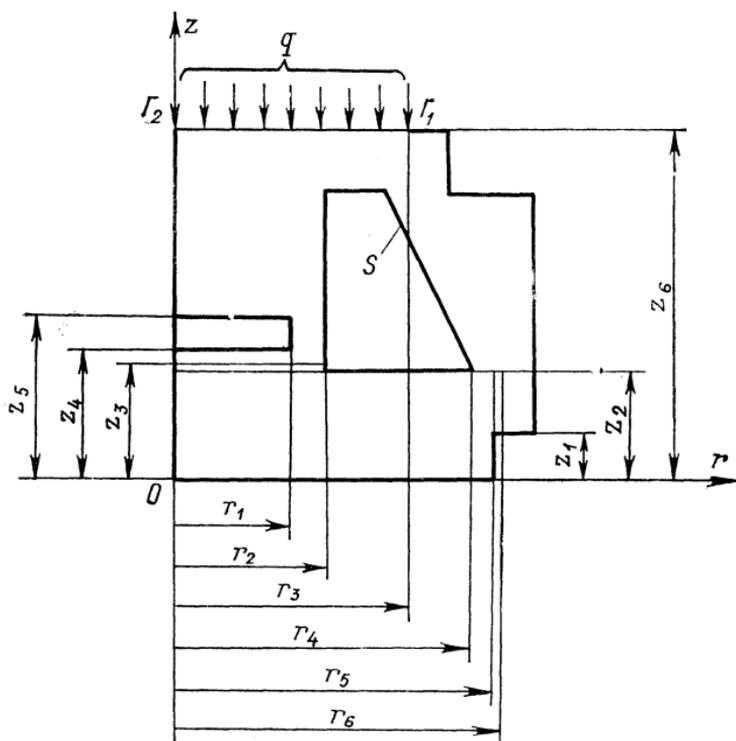


Рис. 2-1. Расчетная схема охладителя для водяного охлаждения штыревых СПП

значением теплового сопротивления охладителя  $R_o$ , которое определяется выражением (1-5). Этого недостаточно при разработке охладителей, когда необходимо знать: как работают элементы конструкции,

через какие поверхности происходит основной тепло-  
съем, как увеличить отводимый тепловой поток и  
как уменьшить габариты и массу? Ответы на эти  
вопросы можно получить при наличии подробного  
температурного поля охладителя. Так как возмож-  
ности экспериментального определения подробного тем-  
пературного поля в конструкциях небольших разме-  
ров ограничены, целесообразно использовать расчет-  
ный метод.

Ниже производится общий метод теплового расче-  
та на примере индивидуальных охладителей, выпу-  
скаемых отечественной промышленностью, для водя-  
ного охлаждения СПП штыревой и таблеточной кон-  
струкции (см. рис. 1-6).

Выполним расчет температурного поля охладите-  
ля, который применяется для штыревых СПП. Пола-  
гая, что тепловой поток от СПП равномерно распре-  
делен в зоне контакта СПП — охладитель, и пренеб-  
регая тепловым сопротивлением в резьбовом соедине-  
нии, запишем краевую задачу теплопроводности в  
осесимметричной постановке (рис. 2-1):

$$\frac{\partial^2 \vartheta_i(r, z)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta_i(r, z)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \vartheta_i(r, z)}{\partial z^2} = 0,$$

$$i = 1, 2, \dots, 5;$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \frac{\partial \vartheta_1(r, z)}{\partial z} &= \lambda_2 \frac{\partial \vartheta_2(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_1(r, z) &= \vartheta_2(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} 0 \leq r \leq r_2, \\ z = z_2; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_2 \frac{\partial \vartheta_2(r, z)}{\partial z} &= \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_2(r, z) &= \vartheta_3(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} 0 \leq r \leq r_2, \\ z = z_3; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} &= \lambda_4 \frac{\partial \vartheta_4(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_3(r, z) &= \vartheta_4(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} 0 \leq r \leq r_1, \\ z = z_4; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial r} &= \lambda_4 \frac{\partial \vartheta_4(r, z)}{\partial r} \\ \vartheta_3(r, z) &= \vartheta_4(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} r = r_1, \\ z_4 \leq z \leq z_5; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} &= \lambda_4 \frac{\partial \vartheta_4(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_3(r, z) &= \vartheta_4(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} 0 \leq r \leq r_1, \\ z = z_5; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \frac{\partial \vartheta_1(r, z)}{\partial r} &= \lambda_5 \frac{\partial \vartheta_5(r, z)}{\partial r} \\ \vartheta_1(r, z) &= \vartheta_5(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} r &= r_5, \\ z_1 &\leq z \leq z_2, \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial r} &= \lambda_5 \frac{\partial \vartheta_5(r, z)}{\partial r} \\ \vartheta_3(r, z) &= \vartheta_5(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} r &= r_6, \\ z_1 &\leq z \leq z_2, \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} &= \lambda_5 \frac{\partial \vartheta_5(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_3(r, z) &= \vartheta_5(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} r_5 &\leq r \leq r_6, \\ z &= z_2; \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \frac{\partial \vartheta_1(r, z)}{\partial z} &= \lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} \\ \vartheta_1(r, z) &= \vartheta_3(r, z) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} r_4 &\leq r \leq r_5, \\ z &= z_2; \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \vartheta_i(r, z)}{\partial n} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, 5, \quad (r, z) \in \Gamma_1 \Gamma_2;$$

$$\frac{\partial \vartheta_i(r, z)}{\partial n} = - \frac{\bar{\alpha}_{ж}}{\lambda_i} \vartheta_{i\text{пов}}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (r, z) \in S;$$

$$\lambda_3 \frac{\partial \vartheta_3(r, z)}{\partial z} = q_0, \quad 0 \leq r \leq r_3, \quad z = z_6,$$

где  $\vartheta = t - \bar{t}_{ж}$ .

Так как теоретически краевая задача рассматривается для сложной многосвязной области, аналитическое решение получить затруднительно. В этом случае целесообразно обратиться к численным методам. Решение температурной задачи было получено разностным методом с помощью сеточной АВМ. Вопросы реализации метода конечных разностей на сетках резисторов подробно рассмотрены в работе [7].

Область представлялась сеткой с неравными пространственными интервалами. Дифференциальное уравнение стационарной теплопроводности аппроксимировалось классическим пятиточечным шаблоном.

Аналогично выполнялся расчет температурного поля охладителя для таблеточных СПП.

Расчетные зависимости теплового сопротивления охладителей от среднего коэффициента теплоотдачи, построенные для реальных значений коэффициентов теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{ж} = (2 \div 12) \cdot 10^3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), приведены на рис. 2-2. Видно, что тепловое сопротивление серийных охладителей в значительной мере зависит

от среднего коэффициента теплоотдачи. При изменении его в указанных пределах тепловое сопротивление охладителей уменьшается более чем в три раза. Для оценки наименьшего предельного значения теплового сопротивления охладителя для штыревых

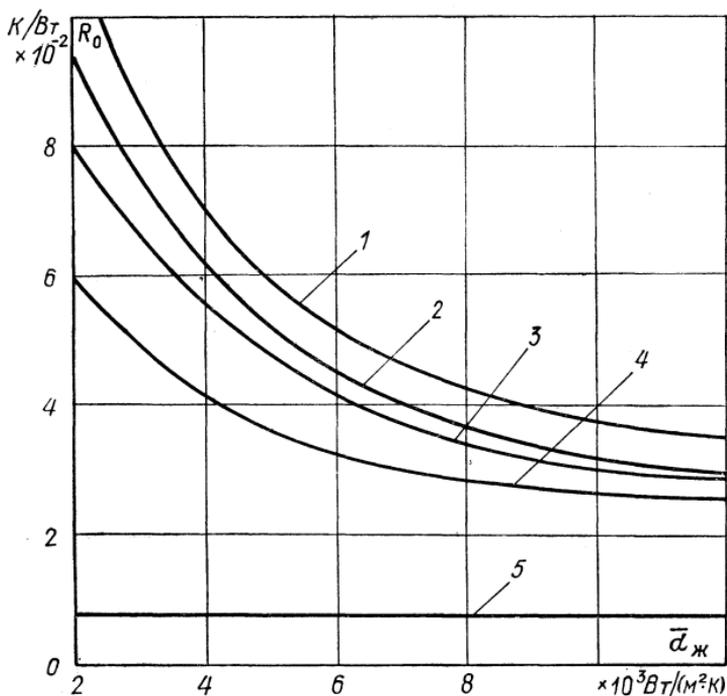


Рис. 2-2. Результаты расчетного исследования водяного охлаждения

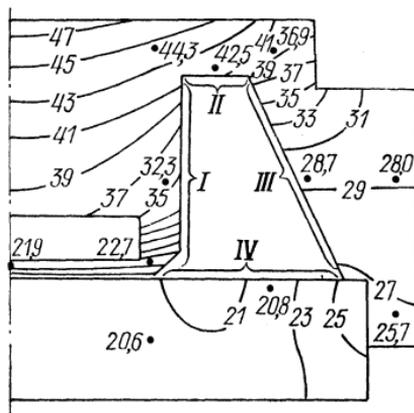
1—охладитель для штыревых СПП; 2—охладитель для таблеточных СПП; 3—вариант охладителя для таблеточных СПП; 4—вариант охладителя для штыревых СПП; 5—охладитель для штыревых СПП при  $\bar{\alpha}_{ж} = \infty$

СПП рассчитывался вариант при  $\alpha_{ж} = \infty$ , т. е. когда температура поверхности каналов охладителя равна температуре охлаждающей жидкости. Как видно из рис. 2-2, в этом случае тепловое сопротивление охладителя в 4 раза меньше, чем при  $\bar{\alpha}_{ж} = 12\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Температурные поля для серийных охладителей приведены на рис. 2-3 и рис. 2-4. Как видно из этих рисунков, поверхность соприкосновения охладителя с СПП не является изотермичной. Наибольшее паде-

ние температуры в направлении теплового потока наблюдается сразу же за пределами поверхности подвода теплоты, в местах с наименьшим поперечным

Рис. 2-3. Температурное поле охладителя для штыревых СПП при  $Q_0 = 677$  Вт,  $\bar{\alpha}_{ж} = 6440$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и  $\bar{t}_{ж} = 10,9^\circ\text{C}$  (экспериментальные данные при  $G = 4$  л/мин; точками отмечены места установки термопар)



сечением. Падение температуры по высоте боковой стенки рубашки охладителей мало вследствие значительной ее толщины.

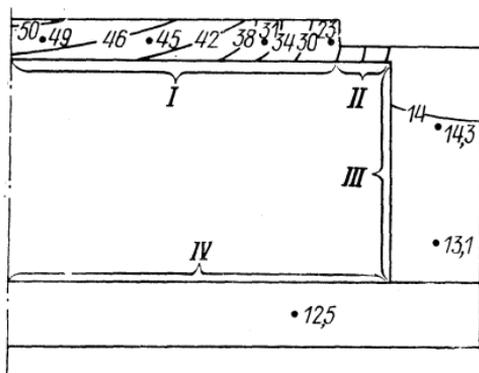


Рис. 2-4. Температурное поле охладителя для таблеточных СПП при  $Q_0 = 900$  Вт,  $\bar{\alpha}_{ж} = 6550$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и  $\bar{t}_{ж} = 11,3^\circ\text{C}$  (экспериментальные данные при  $G = 5,1$  л/мин; точками отмечены места установки термопар)

На основании выполненных расчетов температурных полей представляется возможным оценить эффективность работы отдельных поверхностей теплообмена в охладителях (см. рис. 2-3 и 2-4). Для

этого при  $\bar{\alpha}_{ж} = 6400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  рассчитывался тепловой поток, отводимый охладителем  $Q_0$  и каждой поверхностью  $Q_i$ , а также средняя плотность теплового потока  $q_i$  для каждой поверхности. Результаты расчетов представлены в табл. 2-1, где также приведены площади общей поверхности теплообмена  $F_0$  и отдельных поверхностей  $F_i$ .

Таблица 2-1

Охладитель	$F_0, \times 10^{-3} \text{ м}^2$	$Q_0, \text{ Вт}$	Номер поверхности	$F_i, \times 10^{-3} \text{ м}^2$	$Q_i, \text{ Вт}$	$q_i, \times 10^4 \text{ Вт}/\text{м}^2$	$Q/Q_0, \%$
Для штыревых СПП	5,72	500	I	1,43	150	12,3	30,0
			II	0,49	60	12,0	11,8
			III	2,30	272	11,5	54,5
			IV	1,50	18	1,3	3,7
Для таблеточных СПП	13,1	1000	I	1,26	670	53,5	67
			II	1,35	170	12,6	17
			III	3,07	120	3,9	12
			IV	2,61	40	1,5	4

Как показывают выполненные расчеты (см. табл. 2-1), в охладителе для штыревых СПП поверхности I, II, III имеют практически одинаковую плотность теплового потока. Однако максимальный тепловой поток отводится от поверхности III, имеющей наибольшую площадь. Наименьшую плотность теплового потока имеет поверхность IV вследствие низкой средней температуры. В охладителе для таблеточных СПП наибольший тепловой поток отводится от поверхности I, имеющей наибольшую температуру. Плотность теплового потока на этой поверхности вследствие наличия ребер также наибольшая. Поверхность IV в теплообмене практически не участвует.

### 2.3. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Для совершенствования жидкостного охлаждения СПП возможны два пути: интенсификация теплоотдачи от стенок охладителя к охлаждающей жидкости и рациональное развитие поверхности теплообмена. При этом целью повышения эффективности охлаждения является снижение теплового сопротивления охладителя при приемлемых его габаритах и массе, допустимых затратах энергии на прокачивание жидкости, технологичности изготовления, удобстве и надежности в эксплуатации.

Рассмотрим сначала возможности повышения эффективности жидкостного охлаждения СПП за счет интенсификации теплоотдачи. В результате расчета теплового состояния серийного охладителя для штыревых СПП при граничных условиях первого рода (см. рис. 2-2) установлено, что увеличение коэффициента теплоотдачи свыше  $12\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  может дать значительное уменьшение теплового сопротивления.

Для интенсификации конвективного теплообмена при жидкостном охлаждении СПП наибольший интерес представляют методы гидродинамического воздействия на пограничный слой жидкости с целью его турбулизации. Это прежде всего увеличение скорости жидкости. Однако возможности повышения коэффициента теплоотдачи за счет увеличения скорости жидкости ограничены вследствие быстро увеличивающегося при этом гидравлического сопротивления.

К этим методам относятся и использование различного рода выступов, шероховатостей, криволинейных каналов, ультразвуковых и звуковых колебаний и различных устройств, создающих закрученные, винтовые пульсационные и другие течения.

Влияние выступов и шероховатостей наиболее эффективно при переходном и турбулентном режимах течения [6]. При ламинарном течении они могут даже привести к снижению коэффициента теплоотдачи. Применение такого рода турбулизаторов иногда способствует переходу течения в турбулентный режим при меньших значениях числа Рейнольдса,

чем для канала с гладкими стенками. Создание закрученного потока с помощью турбулизатора оправдано только для групповых охладителей, имеющих достаточно длинные каналы [22].

Применение криволинейных каналов существенно интенсифицирует теплообмен [22]. Более подробно этот вопрос применительно к конструкциям охладителей рассмотрен в следующем параграфе. Следует однако отметить, что вообще массовые силы, гравитационные или инерционные, являются одним из основных факторов интенсификации теплоотдачи в каналах охладителей.

К улучшению теплообмена приводит турбулизация потока жидкости под действием ультразвуковых и звуковых колебаний [18]. При этом к обычному состоянию пограничного слоя добавляются изменения, вызванные воздействием колебаний, которые и приводят к улучшению теплоотдачи. Влияние этих изменений зависит от конкретных условий: скорости движения жидкости, частоты и направления колебаний.

Применение такого метода интенсификации теплообмена при жидкостном охлаждении СПП представляет интерес, потому что при работе СПП всегда имеется подвод электрической энергии, которую можно использовать для получения колебаний частотой 50 или 100 Гц.

Вентильный элемент 2 (рис. 2-5) диаметром 25 мм припаивается в центре цилиндрического медного стакана 7. Подвод электрической энергии к вентильному элементу осуществляется через гибкие медные выводы 8. Вибрация создается мембраной 3, которая при помощи электромагнита 1 может колебаться с частотой 50 и 100 Гц. Стакан с вентильным элементом и мембрана крепятся в цилиндрическом корпусе 6 из органического стекла с внутренним диаметром 90 мм. В зазоре между мембраной и теплоотдающей поверхностью стакана через патрубки 5 снизу вверх протекает вода. Величина зазора в опытах составляет 4 мм. Корпус и электромагнит крепятся к вертикальной стойке 4. Для измерения температуры в различных точках стакана и выводов было установлено 8 хромель-алюмелевых термопар 9—16 из проволоки диаметром 0,2 мм.

Питание электромагнита мембраны осуществляется от сети переменного тока через понижающий трансформатор. Включение диода в цепь питания электромагнита позволяет менять частоту колебаний мембраны со 100 на 50 Гц. Для контроля мощности,

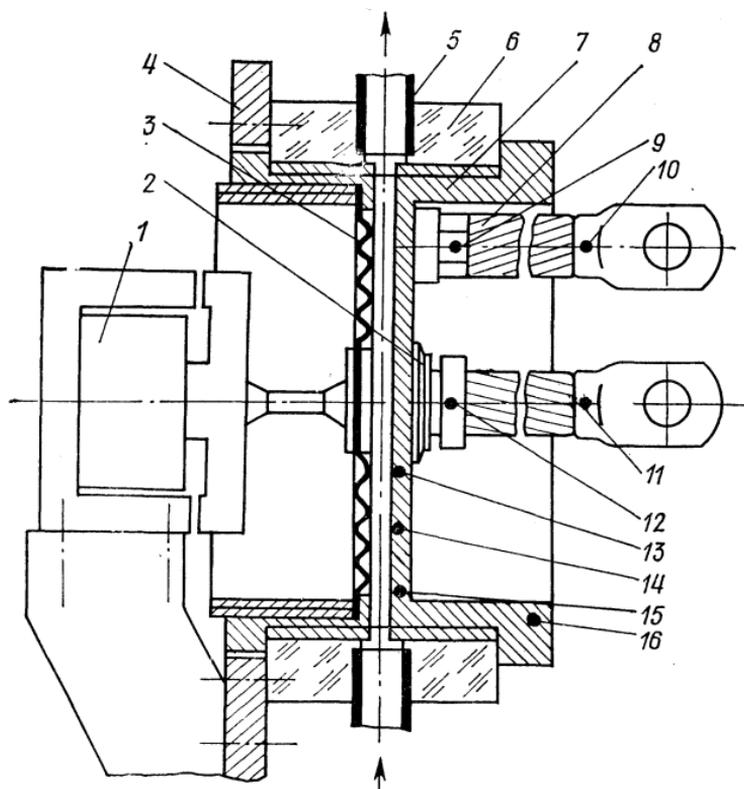


Рис. 2-5. Экспериментальная установка для исследования влияния колебаний на теплообмен при жидкостном охлаждении СПП

потребляемой обмоткой электромагнита, в его цепь включается ваттметр.

Опыты проводились в стационарных режимах при расходах воды от 0,5 до 6,0 л/мин и постоянной температуре на входе, равной 14°C. Мощность, потребляемая обмоткой электромагнита, во всех опытах не превышала 30 Вт.

Обработке подвергались лишь те экспериментальные данные, в которых расхождение теплового балан-

са для всей установки не превышало 4% мощности, рассеиваемой вентильным элементом. Максимальная относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи составляла 6%.

Исследования показали, что наибольшее влияние колебаний на теплообмен имеет место при небольших расходах воды, т. е. при условиях, наиболее близких к условиям естественной конвекции. По мере увеличения расхода воды, а следовательно и скорости вынужденного движения, влияние вибрации мембраны на теплоотдачу жидкости уменьшается. Кроме того, колебания частотой 50 Гц более эффективны, чем колебания частотой 100 Гц. Например, значение коэффициента теплоотдачи для расхода воды 0,5 л/мин в опытах при частоте колебаний 50 Гц было в 1,7 раза, а при частоте 100 Гц — в 1,4 раза выше по сравнению с опытами, проводимыми без вибрации. При расходе воды 3 л/мин увеличение коэффициента теплоотдачи составляло соответственно 1,2 и 1,1 раза.

Это вызвано, очевидно, тем, что воздействие звуковых колебаний связано с изменениями пограничного слоя, которые сводятся, в основном, к действию касательных к поверхности вторичных течений [18]. Для заданной жидкости и неизменных размерах теплоотдающей поверхности с увеличением частоты колебаний размеры пристенного вихря уменьшаются. Это и приводит при фиксированной интенсивности колебаний к уменьшению теплоотдачи. Влияние вторичных течений особенно значительно при свободном движении жидкости, когда пограничный слой имеет сравнительно большую толщину. С увеличением скорости вынужденного движения жидкости вторичные течения не способны заметно влиять на пограничный слой, который в этих случаях значительно тоньше, чем в условиях свободной конвекции.

Затраты мощности на получение колебаний позволяют уменьшить расход воды с сохранением высоких значений коэффициента теплоотдачи. Так, при расходе охлаждающей воды 0,5 л/мин применение колебаний частотой 50 Гц позволяет получить такую же температуру вентильного элемента, как при расходе 2,7 л/мин, но без колебаний. Затраты мощности

на получение колебаний составляли 7,5% мощности, рассеиваемой вентиляльным элементом.

Как отмечалось ранее, повышения эффективности жидкостного охлаждения можно достигнуть за счет рационального развития поверхности теплообмена. Высокая интенсивность теплоотдачи воде приводит к значительному падению температуры в элементах охладителей. Поэтому увеличение размеров охладителей сверх существующих габаритов не приводит к существенному увеличению отводимого охладителем теплового потока.

Разработка конструкций охладителей для жидкостного охлаждения СПП должна основываться на следующих общих принципах, вытекающих из результатов исследования существующих конструкций и эксплуатационной необходимости:

1. Развитие поверхности теплообмена выполняется в наиболее нагретых местах охладителя в непосредственной близости от зоны контакта с прибором.

2. Габариты и масса разрабатываемых конструкций должны быть минимальными. Это играет важную роль особенно при крупносерийном производстве, когда стоимость охладителя определяется расходом цветных металлов на его изготовление.

3. Конструкция каналов в охладителях и режимы движения жидкости в них должны быть такими, чтобы обеспечить высокое значение коэффициента теплоотдачи (небольшая длина каналов, сильное перемешивание жидкости на входе в охладитель, влияние массовых сил).

4. Патрубки подвода и отвода охлаждающей жидкости следует располагать с одной стороны боковой поверхности охладителя, что более удобно при монтаже и обслуживании.

Расчетная конструкция охладителя для СПП штыревого типа представлена на рис. 2-6. Поскольку прибор имеет резьбовую шпильку, то конструктивно охладитель более выгодно выполнить цилиндрическим с криволинейными каналами для охлаждающей жидкости.

Охладитель включает в себя медную цилиндрическую рубашку 1, которая под СПП снабжена кольцевым ребром, и совместно с латунным донышком 3

образует внешнюю и внутреннюю камеры. В доньшке предусмотрены выемки и имеется шпилька 2 для крепления охладителя к токоведущей шине. Патрубки 4 расположены с одной стороны боковой поверхности рубашки.

Охлаждающая вода через входной патрубок поступает во внутреннюю камеру. Здесь, резко меняя направление движения, вода разделяется на два потока и движется по криволинейным траекториям к

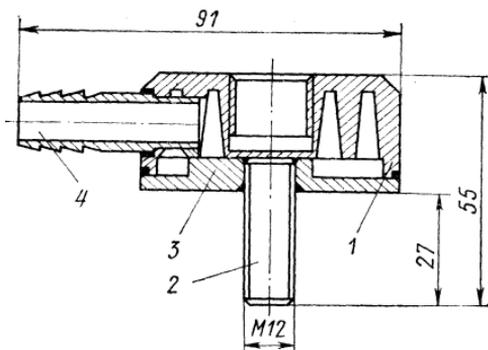


Рис. 2-6. Расчетный вариант конструкции охладителя для водяного охлаждения штыревых СПП

выемке в доньшке, где потоки вновь соединяются. Далее вода огибает ребро и попадает во внешнюю камеру, в которой движение воды также происходит в виде двух криволинейных потоков к выходному патрубку. Перед выходом из охладителя потоки во внешней камере соединяются и вода поступает в выходной патрубок.

Такой характер движения воды приводит к сильному ее перемешиванию за счет резкого изменения направления движения при разделении и соединении потоков, а также за счет действия в криволинейных каналах на частицы жидкости центробежных сил. Введение кольцевого ребра в непосредственной близости от зоны подвода теплоты позволило почти вдвое увеличить поверхность теплообмена с водой без увеличения габаритов и массы по сравнению с серийным охладителем.

Расчет температурного поля охладителя выполнялся при значениях коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ж} = (2 \div 12) \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Задача теплопроводности для рассматриваемой конструкции охладителя ставилась так же, как и для серийной конструкции охладителя, и решалась на сеточной АВМ.

График зависимости теплового сопротивления охладителя от коэффициента теплоотдачи представлен на рис. 2-2 (кривая 4).

Видно, что тепловое сопротивление охладителя с кольцевым ребром при одних и тех же значениях коэффициентов теплоотдачи значительно меньше, чем у серийного охладителя. Это уменьшение составляет в среднем 36%.

Расчетное температурное поле охладителя приведено на рис. 2-7. Результаты расчета тепловых потоков при  $\bar{\alpha}_{ж} = 6400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , отводимых в охладителе от каждой поверхности I—VIII (см. рис. 2-7), сведены в табл. 2-2. Анализ результатов, приведенных в табл. 2-1 и 2-2 показывает, что теплообменные поверхности в расчетной конструкции охладителя работают более равномерно, чем это имеет место в серийном охладителе.

Расчетным путем исследовался также вариант конструкции охладителя для таблеточных СПП, который был получен, исходя из анализа температурного поля охладителя существующей конструкции.

В пределах поверхности II (см. рис. 2-4) падение температуры по радиусу значительно вследствие малой толщины стенки (1 мм). Для уменьшения падения температуры в этой области и обеспечения более значительного теплового потока, отводимого поверхностями II и III, толщина стенки увеличена до 3 мм.

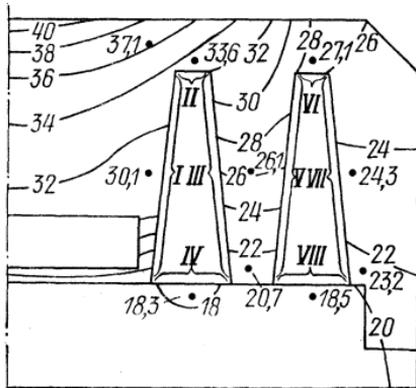


Рис. 2-7. Температурное поле расчетной конструкции охладителя для штыревых СПП при  $Q_0 = 536 \text{ Вт}$ ,  $\bar{\alpha}_{ж} = 3800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и  $t_{ж} = 12,1^\circ\text{С}$  (экспериментальные данные при  $G = 1,8 \text{ л}/\text{мин}$ ; точками отмечены места установки термопар)

Таблица 2-2

Охладитель	$F_{o'} \times 10^{-3} \text{ м}^2$	$Q_o, \text{ Вт}$	Номер поверхности	$F_{i'} \times 10^{-3} \text{ м}^2$	$Q_{i'}, \text{ Вт}$	$q_{i'} \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$	$Q_{i'}/Q_o, \%$
Для штыревых СПП	11,34	500	I	1,26	92,5	7,25	18,5
			II	0,33	32,0	9,70	6,4
			III	1,60	76,5	4,80	15,3
			IV	0,94	14,5	1,54	2,9
			V	2,18	101,0	4,63	20,2
			VI	0,48	32,0	4,67	6,4
			VII	2,68	117,5	4,40	23,5
			VIII	1,87	34,0	1,82	6,8
Для таблеточных СПП	14,2	1000	I	1,26	600	47,6	60
			II	2,16	250	11,6	25
			III	3,15	120	3,8	12
			IV	2,42	30	0,9	3

Незначительное падение температуры в пределах поверхности III в осевом направлении и небольшая доля теплового потока (12%), отводимая этой поверхностью, позволяют уменьшить толщину цилиндрической стенки рубашки охладителя с 7 до 3 мм. Толщина доньшка охладителя предполагается неизменной. Поскольку габариты и масса охладителя остаются такими же, как и в существующей конструкции, рассмотренные выше изменения приводят к уменьшению высоты ребер на 2 мм, что при их низкой эффективности вполне оправдано. Такие укороченные ребра при  $\bar{\alpha}_{ж} = 7500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  являются оптимальными по массе, поскольку они удовлетворяют соотношению [16]

$$h_p \sqrt{2\bar{\alpha}_{ж}/(\lambda\delta_p)} = 1,419^*.$$

Устройство таких ребер предусматривается в варианте охладителя для таблеточного СПП. Проходное сечение для охлаждающей жидкости остается равным  $96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , т. е. таким же, как в существующей конструкции охладителя.

\* Этому условию удовлетворяют также и кольцевое ребро при  $\bar{\alpha}_{ж} = 6400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  и в варианте охладителя для штыревых СПП.

Как видно из рис. 2-2, снижение теплового сопротивления рассматриваемого охладителя по сравнению с существующей конструкцией составляет в среднем 8%. Тепловой поток, отводимый поверхностью  $II$  в рассчитываемом охладителе, в 1,5 раза больше, чем у серийной конструкции охладителя для таблеточных СПП (см. табл. 2-1 и 2-2).

Таким образом, рассмотренные варианты охладителей для СПП штыревого и таблеточного типов позволяют при одинаковых прочих условиях отвести от прибора больший тепловой поток, чем отводят существующие конструкции охладителей.

#### **2-4. МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ**

Экспериментальное исследование индивидуальных охладителей выполнялось путем их подробного термометрирования. Для этого в серийный охладитель для штыревых СПП было заделано 11 термопар (см. точки на рис. 2-3), в охладитель с кольцевым ребром — 10 (см. рис. 2-7) и в охладитель для таблеточных СПП—7 термопар (см. рис. 2-4). Хромель-алюмелевые термопары изготовлялись из термоэлектродной проволоки диаметром 0,2 мм. Для заделки термопар делались сверления диаметром 0,8 мм. Предварительно изолированные термопары вводились в сверления до упора. На поверхности охладителей выводы термопар крепились при помощи медных скобок. При установке термопар, служащих для измерения температуры поверхности теплообмена в каналах охладителей, сверления выполнялись до вспучивания металла на поверхности. Это делалось для того, чтобы спай термопары был максимально приближен к воде. Термопары, омываемые водой, имели дополнительную влагостойкую изоляцию. При установке термопар обращалось внимание на то, чтобы не допустить омывания спаев термопары водой.

Экспериментальное исследование охладителей для штыревых СПП производилось совместно с диодом ВВ320, а охладителя для таблеточных СПП — совместно с тиристором ТВ800.

Диод ВВ320 с охладителем монтировался таким образом, чтобы ось его находилась в горизонтальном положении и нижний патрубок являлся входным. При установке охладителя с кольцевым ребром патрубки располагались по одну сторону от вертикальной плоскости, проходящей через ось диода. Значение закручивающего момента при соединении диода с охладителем составило 50 Н·м.

Подвод охлаждающей воды к охладителю и отвод ее осуществлялся при помощи дюритовых шлангов. Расход воды регулировался краном и измерялся при помощи мерного бака.

Для измерения температуры охлаждающей воды на входе и выходе из охладителя в смесителях были установлены хромель-алюмелевые термопары. Для контроля теплового режима диода в его гибком выводе заделывались две термопары. Измерение термо-э. д. с. термопар производилось при помощи переносного потенциометра типа ПП-63 и автоматического потенциометра. Для термостатирования свободных концов термопар применялся термостат, температура в котором контролировалась при помощи ртутного термометра с ценой деления  $0,1^{\circ}\text{C}$ .

Разность статических давлений воды на входе и выходе из охладителя измерялась при помощи дифференциального манометра, который был заполнен четыреххлористым углеродом.

Нагрев диода производился постоянным электрическим током от выпрямителя. Для измерения тока в силовой цепи и падения напряжения на СПП применялся прибор магнитоэлектрической системы типа М-106.

На этой же установке исследовалось также тепловое состояние охладителей для таблеточных СПП. Тиристор ТВ800 анодной стороной прижимался к охладителю с усилием 12 000 Н. Питание цепи управления тиристора производилось от выпрямителя. Дополнительно к термопарам, установленным в охладителе, в шине со стороны тиристора заделывались две термопары.

Перед проведением опытов с целью удаления воздуха из охладителя и дюритовых шлангов устанавливался максимальный расход воды. Каждая серия

опытов проводилась при постоянном расходе воды и различных значениях тока через СПП. Все измерения выполнялись при стационарном режиме, который определялся по показаниям автоматического потенциометра.

Количество теплоты  $Q$ , выделенного СПП в единицу времени при прохождении через него постоянного тока и измерении тока  $I$  и падения напряжения  $\Delta U$  на СПП приборами магнитоэлектрической системы, определялось по формуле  $Q = I\Delta U$ .

На основании экспериментальных данных определялись коэффициенты теплоотдачи жидкости в каналах охладителей. С целью уменьшения случайных погрешностей для всех экспериментальных режимов сводился тепловой баланс, в котором сравнивались количества подведенной и отведенной теплоты.

Уравнение теплового баланса для СПП с охладителем имеет вид:  $Q = Q_0 + Q_1 + Q_2 + Q_3$ , где  $Q_0$  — тепловой поток, отводимый охлаждающей средой (водой);  $Q_1$  — тепловой поток, теряемый гибким выводом СПП или шиной со стороны катода;  $Q_2$  — тепловой поток, отводимый с наружной поверхности СПП к окружающему воздуху;  $Q_3$  — тепловой поток, характеризующий теплообмен внешней поверхности СПП с окружающим воздухом.

Величина  $Q_1$  оценивалась на основании следующих рассуждений. Шина или гибкий вывод СПП рассматривались как сплошной стержень постоянного поперечного сечения  $f$  и конечной длины  $l$ , концы которого имеют избыточные температуры  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  относительно температуры окружающей среды. На боковой поверхности стержня происходит теплообмен с окружающей средой. Тогда, рассматривая задачу как одномерную и стационарную и положив  $m = \sqrt{\bar{\alpha}_{\text{нар}} u / (\lambda f)}$ , можно записать:

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - m^2\vartheta = 0 \text{ при } 0 < x < l;$$

$$\vartheta = \vartheta_1 \text{ при } x = 0; \quad \vartheta = \vartheta_2 \text{ при } x = l.$$

Решение искомой задачи имеет вид:

$$\vartheta = \frac{\vartheta_1 \text{sh}[m(l-x)] + \vartheta_2 \text{sh}(mx)}{\text{sh}(ml)}.$$

Тепловой поток, поступающий в стержень через плоскость  $x = 0$

$$Q_1 = -\lambda f \left( \frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0} = \frac{\lambda f m [\vartheta_1 \operatorname{ch}(ml) - \vartheta_2]}{\operatorname{sh}(ml)}. \quad (2-15)$$

При расчете по формуле (2-15) теплового потока, теряемого гибким выводом СПП или шиной, избыточные температуры  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  определялись с помощью термопар. Коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{\text{нар}}$  рассчитывался для условий свободной конвекции с учетом теплового излучения.

Тепловой поток  $Q_2$ , отводимый от поверхности  $F_{\text{нар}}$  охладителя, оценивался по формуле

$$Q_2 = \bar{\alpha}_{\text{нар}} \vartheta_{\text{нар}} F_{\text{нар}}. \quad (2-16)$$

Значения  $\bar{\alpha}_{\text{нар}}$  рассчитывались так же, как и при определении  $Q_1$ , а значения  $\vartheta_{\text{нар}}$  — по показаниям термопар, установленных в непосредственной близости от поверхности теплообмена с воздухом.

По формуле (2-16) оценивался тепловой поток  $Q_3$ . Тепловой поток  $Q_0$ , отводимый водой, при известных расходе воды  $G$ , температуре ее на входе  $t'_{\text{ж}}$  и выходе  $t''_{\text{ж}}$  из охладителя определялся по уравнению теплового баланса.

Как показали расчеты, для широкого диапазона изменения режимных параметров выполнялось соотношение  $(Q_1 + Q_2 + Q_3)/Q \leq 0,04$ , т. е. можно принять, что  $Q = Q_0$ .

Поэтому дальнейшей обработке подвергались только те экспериментальные режимы, для которых невязка в тепловом балансе не превышала 4%.

Значения средних коэффициентов теплоотдачи в каналах охладителей для СПП штыревого типа находились из соотношения

$$\bar{\alpha}_{\text{ж}} = Q/(\Delta \bar{t} F_0). \quad (2-17)$$

Средний температурный напор в выражении (2-17) определялся относительно средней температуры воды как

$$\Delta \bar{t} = \frac{1}{F_0} \int_0^{F_0} \vartheta dF.$$

Максимальная и минимальная относительная погрешность определения  $\bar{\alpha}_ж$  составляла соответственно 5,6 и 6,4%.

Для определения влияния инерционных массовых сил в криволинейных каналах серийного охладителя

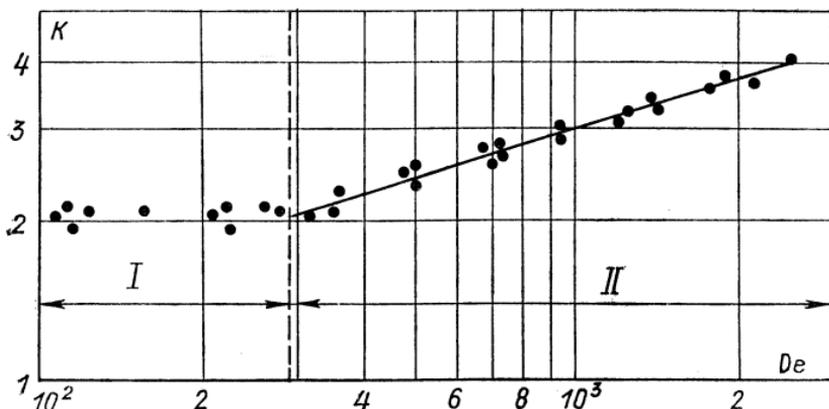


Рис. 2-8. Зависимость  $K = f(De)$  для охладителя штыревых СПП

для штыревых СПП опытные данные обрабатывались в виде зависимости  $K = f(De)$  (рис. 2-8). Значения  $K$  рассчитывались по соотношению

$$K = \frac{\overline{Nu}_{жд}}{Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}}.$$

Здесь в качестве определяющего размера принимался эквивалентный диаметр канала  $d_э$ ; для экспериментального охладителя  $d_э = 9,91$  мм.

Как видно из рис. 2-8, при  $De < 290$  значения  $K$  не зависят от  $De$ . При  $De > 290$  опытные данные с максимальным охлаждением 8% обобщаются уравнением

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,38 De_{жд}^{0,3} Re_{жд}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (2-18)$$

которое получено при числе  $Re = 560 \div 5000$ ;  $d_э/l = 0,189$  и  $d_э/D = 0,283$ .

На рис. 2-9 показано изменение значений  $Gr$  и  $De^2$  в зависимости от  $Re$ , которое наблюдалось в опытах на охладителе при  $Q_0 = 500$  Вт,  $t'_{ж} = 10^\circ\text{C}$  и

$G = 0,4 \div 10$  л/мин. Анализ рис. 2-8 и рис. 2-9 позволяет выявить области режимов теплоотдачи. В области *I*, для которой  $De < 290$  и  $Re < 550$ , значения  $G\Gamma$  и  $De^2$  либо равны, либо одного порядка. Здесь число  $De$  и, следовательно, инерционные силы практически не отражаются на интенсивности теплоотдачи. На этом основании можно утверждать, что область *I* — это область вязкостно-гравитационного режима течения жидкости. В области *II*, которая

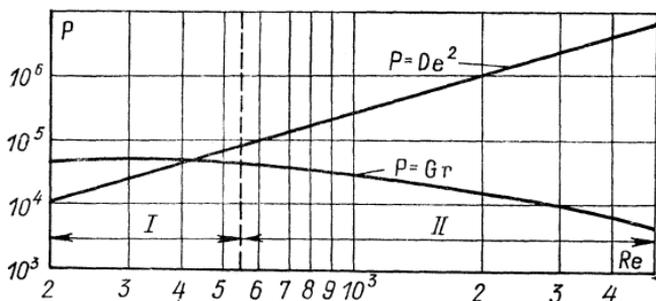


Рис. 2-9. К определению режимов течения воды в охладителе для штыревых СПП

является рабочей для охладителей, при  $De > 290$  и  $Re > 550$  выполняется условие  $De^2 \gg G\Gamma$ . Здесь влиянием свободной конвекции можно пренебречь, и в каналах охладителя устанавливается ламинарное течение жидкости со вторичной циркуляцией, вызываемой инерционными силами.

Результаты исследования теплообмена в каналах охладителя для штыревых СПП показали, что значения коэффициентов теплоотдачи довольно высоки. Это объясняется не только действием массовых сил, небольшой длиной каналов, но и условиями входа жидкости в каналы охладителя.

Результаты расчета коэффициента теплоотдачи по уравнению (2-18) в каналах охладителя с кольцевым ребром также хорошо согласуются с экспериментальными данными (см. рис. 2-7). Средний коэффициент теплоотдачи определялся для внешней и внутренней камер отдельно вследствие различной их кривизны, а для всего охладителя находился из соотношения

$$\bar{\alpha}_{ж} = (\bar{\alpha}_{ж1}L_1 + \bar{\alpha}_{ж2}L_2)/L,$$

где  $\bar{\alpha}_{ж1}$ ,  $L_1$  — коэффициент теплоотдачи и длина теплообменной поверхности по ходу воды во внешней камере;  $\bar{\alpha}_{ж2}$ ,  $L_2$  — то же, во внутренней камере;  $L = L_1 + L_2$ .

Анализ теплообмена и обобщение опытных данных, выполненные для серийного охладителя штыревых СПП, не представляются возможными для охладителей таблеточных СПП вследствие трудности получения экспериментальным путем среднего коэффициента теплоотдачи. При решении температурной задачи коэффициент теплоотдачи в каналах охладителя для таблеточных СПП определялся по уравнению (2-13) для каждого прямолинейного участка в отдельности и усреднялся таким же образом, каким делалось усреднение коэффициента теплоотдачи для охладителя с кольцевым ребром. Результаты расчетов на электромоделли температурного состояния таблеточного охладителя с учетом подогрева воды сравнивались с экспериментальными данными (см. рис. 2-4).

Таким образом, расчетные уравнения (2-13) и (2-18) для коэффициента теплоотдачи можно использовать при разработке охладителей, имеющих форму каналов и условия входа такие же, как у рассмотренных экспериментальных охладителей.

По результатам гидравлических испытаний охладителей для водяного охлаждения СПП рассчитывались числа Эйлера и коэффициенты местного сопротивления на основании соотношения  $\zeta = 2Eu$ .

В качестве определяющего размера принимался внутренний диаметр патрубков, который для охладителя штыревых СПП составлял 10 мм, а для охладителя таблеточных СПП — 8 мм.

Для серийного охладителя штыревых СПП при числе  $Re = 1500 \div 17\,000$  опытные данные обобщаются уравнением

$$\zeta = 20,1 Re_{жд}^{-0,21}.$$

Этому уравнению также удовлетворяют результаты испытаний охладителя с кольцевым ребром.

Результаты экспериментальных исследований охладителя для таблеточных СПП при числе

$Re = 1500 \div 8000$  описываются уравнением

$$\zeta = 741 Re_{\text{жд}}^{-0,622},$$

при  $Re = 8000 \div 24\,000$  наблюдается область автомодельности, где  $\zeta = 2,75 = \text{const}$ .

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

### **РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ТЕПЛОБМЕН В ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ДВУХФАЗНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ**

#### **3-1. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ**

В качестве однофазных теплоносителей в большинстве случаев применяют воду, технические масла, синтетические диэлектрические жидкости. Эффективность теплоотвода в системах охлаждения СПП с двухфазным теплоносителем так же во многом определяется родом рабочей жидкости. Как было показано в гл. 1, существует два принципиально отличающихся конструктивных решения систем охлаждения с промежуточным двухфазным теплоносителем. Это — либо система с погружением полупроводникового устройства в кипящий теплоноситель, либо с индивидуальными охладителями — двухфазными термосифонами и тепловыми трубами. Исходя из этого, определим две группы жидкостей. В одном случае СПП и другие элементы силовой схемы, находящиеся под различным напряжением, контактируют с теплоносителем и здесь существенную роль играют как теплофизические, так и диэлектрические свойства жидкости. В другом — охлаждающая жидкость заключена внутри индивидуального охладителя и непосредственно не соприкасается с корпусом СПП. При этом она может не обладать диэлектрическими свойствами. Рассмотрим основные требования, которые предъявляются к теплоносителю.

В первую очередь жидкий теплоноситель должен обеспечивать высокую интенсивность теплоотдачи при кипении и конденсации, т. е. обладать хорошими теплофизическими и термодинамическими свойствами, сочетать в себе высокую теплоту парообразования, теплопроводность, плотность, теплоемкость, высокое поверхностное натяжение с низкой вязкостью. Важнейшим требованием к теплофизическим свойствам рабочих жидкостей является соответствие температуры насыщения теплоносителя температурному диапазону, в котором эксплуатируется СПП. Минимальная температура этого диапазона определяется минимально возможной температурой окружающего воздуха, равной — 50°C, максимальная — допустимой температурой кремниевой структуры СПП, которая в стационарном режиме работы для отечественных СПП не превышает 140°C. Однако для различных типов преобразовательных установок условия эксплуатации отличаются

друг от друга. Поэтому рабочий интервал температур определяют в техническом задании на разрабатываемый преобразователь.

Общими требованиями будем считать требования, предъявляемые к жидкому теплоносителю, применяемому при групповом охлаждении СПП с погружением в теплоноситель. Они могут быть сформулированы следующим образом.

Высокие электрические прочность и сопротивление. Жидкость должна по своим физическим свойствам обладать высоким сопротивлением прохождению электрического тока. Значение электрического сопротивления зависит как от химической природы жидкости, так и от наличия в ней проводящих примесей. Важно, чтобы значения сопротивления жидкости и твердых изоляционных материалов были близки.

Теплоноситель должен сохранять первоначальные значения теплофизических и электрофизических параметров в условиях длительной эксплуатации. Это обусловлено множеством факторов: рабочей температурой, напряженностью электрического поля, герметичностью контура с теплоносителем, а значит, доступом кислорода воздуха, влаги и типом контактирующих с теплоносителем материалов. С этих позиций безусловными требованиями к рабочей жидкости являются ее нагревостойкость и влагостойкость.

Инертность или совместимость жидкости с конструкционными материалами, используемыми в полупроводниковом преобразователе. Эта жидкость не должна разрушать материалы и загрязняться ими.

Пожаро- и взрывобезопасность. Это требование оценивается по температуре вспышки, способности теплоносителя поддерживать пламя и воспламеняться на нагретой поверхности, а также по возможности образования парами жидкости вместе с воздухом взрывоопасных смесей.

Токсичность. Ни одна, даже наилучшая в теплофизическом отношении жидкость, представляющая опасность для жизни обслуживающего персонала, не может быть рекомендована в системах охлаждения.

Кроме того, жидкость не должна быть слишком дорогостоящей. В связи с этим стоимость жидкости необходимо рассматривать в совокупности с эффективностью ее применения в установках по сравнению с другими видами охлаждения или теплоносителей. Учитывая различную значимость рассматриваемых требований к рабочим жидкостям, при подборе их обычно ограничиваются одним — тремя важнейшими.

Из числа жидких диэлектриков для использования в качестве промежуточного двухфазного теплоносителя наибольший интерес представляют фреон-113, фреон-30, перфтордибутиловый эфир, МД-3Ф, ФЭП-12, которые уже нашли применение для изоляции электрического оборудования.

Фреоны — жидкие диэлектрики на основе фторхлоруглеродов ряда этана и пропана — отличаются хорошими теплопередающими свойствами, хорошей совместимостью с большинством материалов. Фреоны являются негорючими, малогигроскопичными соединениями, а смесь паров фреонов с воздухом взрывобезопасна.

Фреон-113 применяется в групповых системах испарительного охлаждения СПП погружного типа [24, 27]. Это объясняется тем, что он удовлетворяет практически всем требованиям, предъявляемым к теплоносителям таких систем охлаждения. Фреон-113 представляет собой бесцветную жидкость и известен под названием трифтортрихлорэтан. Температура кипения фреона-113 при атмосферном давлении составляет 47,7°C, температура замерзания — 36,6°C. С большинством изоляторов и металлов (таких, как олово, медь, алюминий и стали) не взаимодействует. Растворяет некоторые виды пластических масс и резины, например синтетическую хлоропреновую резину, практически не ядовит. Электрическая пробивная прочность фреона-113 такая же, как и трансформаторного масла. Теплофизические свойства фреона-113 приведены в табл. 3-1 [3].

Фреон-30 обладает несколько лучшими теплофизическими свойствами [3] по сравнению с фреоном-113 и выпускается отечественной промышленностью под названием метилхлорида. Представляет собой бесцветную жидкость со слабым специфическим запахом. Температура кипения при атмосферном давлении и температура замерзания соответственно составляют 39,2°C и —96,7°C. Вода во фреоне-30 растворима в очень малых количествах. В чистом виде и в присутствии воды фреон-30 практически не действует на металлы, горючесть незначительна, по физиологическому воздействию — инертен.

Теплофизические свойства таких жидких диэлектриков, как перфтордибутиловый эфир, МД-3Ф и ФЭП-12, в настоящее время изучены недостаточно. Данные по теплоотдаче при кипении и конденсации для них приведены в работе [20].

В индивидуальных охладителях, где промежуточный теплоноситель может не обладать диэлектрическими свойствами, ис-

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \times 10^5 \text{ Па}$	$\rho_{\text{ж}}, \text{ кг/м}^3$	$\rho_{\text{п}}, \text{ кг/м}^3$	$r, \text{ кДж/кг}$	$c_{\text{ж}}, \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$
0	0,148	1626	1,23	160,6	0,913
10	0,236	1600	1,90	158,0	0,930
20	0,364	1580	2,85	155,0	0,946
30	0,541	1560	4,12	152,2	0,963
40	0,783	1530	5,59	148,8	0,980
50	1,101	1510	8,00	146,1	0,996
60	1,512	1480	10,8	145,7	1,009
70	2,033	1460	14,2	138,9	1,026
80	2,677	1430	18,5	135,1	1,042
90	3,472	1400	23,7	130,7	1,059
100	4,421	1380	30,0	126,1	1,076

пользуется вода. По сравнению с теплоносителями, перечисленными выше, вода в диапазоне температур, соответствующих рабочему состоянию СПП, обладает наилучшими теплофизическими свойствами [3]. Однако сравнительно высокая температура замерзания воды делает возможным замерзание ее внутри охладителя.

Охладитель с промежуточным двухфазным теплоносителем может работать и при температуре окружающего воздуха, которая ниже температуры замерзания воды. При этом рабочая температура охладителя за счет подвода теплоты от СПП будет поддерживаться на уровне, превышающем температуру замерзания. Когда выделение теплоты в СПП прекратится, температура охладителя понизится до температуры окружающей среды и вода в этом случае замерзнет. Так как при затвердевании воды объем ее увеличивается, это предъявляет повышенные требования к механической прочности охладителя. Однако эти требования не являются жесткими, поскольку внутренняя полость охладителя лишь частично заполнена водой и лед не занимает ее полностью. Для тепловых труб имеются такие типы капиллярных структур, образование льда в которых не приводит к каким-либо отрицательным последствиям.

Если в СПП с «замороженным» охладителем начнется выделение теплоты, то лед в испарителе начнет таять. Низкая температура в конденсаторе такого охладителя обуславливает низкое давление пара. Пар поступает в конденсатор, там конденсируется и замерзает. По мере того, как вода будет собираться в конденсаторе и замерзать, поверхность в испарителе высохнет, что приведет к недопустимому увеличению температуры полупроводниковой структуры СПП. Расплавление затвердевшей воды возможно только теплотой, которая за счет теплопроводности

Таблица 3.1

$\lambda_{жк}$ , Вт/(м·К)	$a_{жк}$ , $\times 10^{-7}$ м <sup>2</sup> /с	$\mu_{жк}$ , $\times 10^{-4}$ Н·с/м <sup>2</sup>	$\nu_{жк}$ , $\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\sigma$ , $\times 10^{-4}$ Н/м	$\beta$ , $\times 10^{-4}$ К <sup>-1</sup>	$\rho_{г,ж}$
0,0766	0,517	9,316	0,573	215,2	13,70	11,15
0,0743	0,500	8,100	0,506	202,0	14,49	10,10
0,0722	0,483	7,070	0,447	192,2	14,60	9,23
0,0702	0,467	6,158	0,394	182,4	15,01	8,45
0,0681	0,456	5,492	0,359	168,2	15,40	7,88
0,0661	0,439	4,884	0,323	158,9	16,07	7,35
0,0640	0,428	4,462	0,302	144,2	17,00	7,06
0,0620	4,414	4,060	0,278	136,3	17,30	6,71
0,0598	0,403	3,628	0,254	124,5	18,16	6,30
0,0578	0,389	3,305	0,236	111,8	21,43	6,07
0,0556	0,375	3,020	0,218	103,0	14,49	5,82

стенок охладителя будет передаваться в конденсатор или за счет какого-либо внешнего дополнительного источника теплоты.

Температуру замерзания воды можно понизить путем введения в нее различных антифризных добавок, включающих спирты, хлористый кальций и этиленгликоль [3]. Однако в этом случае теплопередающая способность охладителя с промежуточным двухфазным теплоносителем ниже, чем при использовании в качестве теплоносителя только воды.

### 3-2. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ

При испарительном охлаждении СПП используется процесс кипения. Интенсивность теплообмена при кипении при определенных условиях весьма высока, что обеспечивает высокие плотности теплового потока в полупроводниковой структуре. Для испарительного охлаждения характерно поверхностное кипение насыщенной жидкости, поскольку оно организуется на твердой поверхности в непосредственной близости от СПП.

*Теплоотдача при кипении жидкости на изотермической поверхности в большом объеме.* Теплоотдача при кипении жидкости отличается большой сложностью и изучена недостаточно. Наиболее полные данные о теплоотдаче получены в процессе кипения на изотермической поверхности при свободном движении жидкости в большом объеме, когда размеры нагревателя и высота уровня жидкости над нагревателем велики по сравнению с отрывным диаметром пузыря. Таковым называется диаметр сферы, объем которой равен объему парового пузыря непосредственно после его отрыва от поверхности нагрева. При кипении в большом объеме, названные размеры не влияют на теплоотдачу.

Различают два основных режима кипения—пузырьковое и пленочное. При пузырьковом кипении пар на поверхности нагрева образуется в виде отдельных пузырей, периодически возникающих, интенсивно растущих и уходящих через массу жидкости в паровое пространство над ней. При этом поверхность нагрева омывается жидкостью и перенос теплоты происходит главным образом в пристенном слое жидкости, который интенсивно перемешивается и разрушается паровыми пузырями. При пленочном кипении на поверхности нагрева образуется сплошная пленка пара, периодически прорывающегося в объем жидкости. Поскольку теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то интенсивность теплообмена при пленочном кипении в десятки раз меньше, чем при пузырьковом.

Существование определенного режима кипения обуславливается плотностью теплового потока  $q$  или температурным напором  $\vartheta = t_c - t_n$ , физическими свойствами жидкости, материалом и состоянием поверхности нагрева, давлением и гидродинамикой потока в целом. Связь между плотностью теплового потока от греющей поверхности к кипящей жидкости и условиями теплообмена выражается уравнением Ньютона-Рихмана:

$$q = \alpha \vartheta.$$

Подробно различные области и режимы кипения можно проследить при помощи зависимости коэффициента теплоотдачи от

температурного напора. На рис. 3-1 приведена кривая, характерная для кипения жидкости на определенной поверхности нагрева при постоянном давлении.

При небольших температурных напорах (область I) кипение отсутствует. Теплота от поверхности нагрева отводится за счет естественной конвекции жидкости, сопровождающейся испарением со свободной поверхности жидкость — пар.

С увеличением температурного напора (область II) на поверхности нагрева образуются паровые пузыри, их число мало

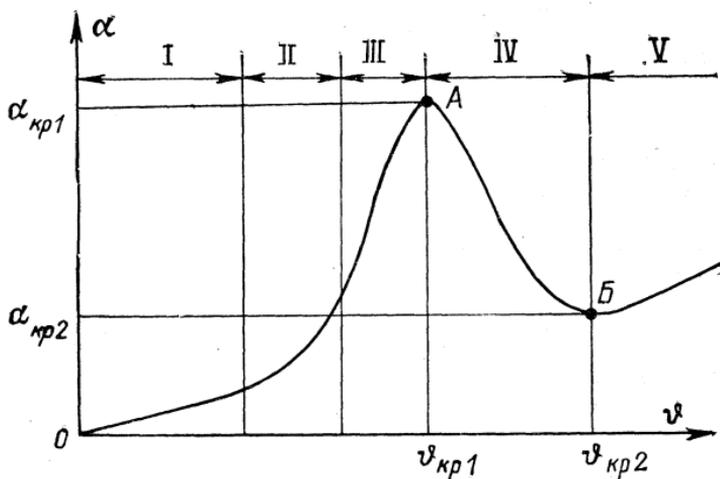


Рис. 3-1. Зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора при кипении

и появляются они нерегулярно. Это — область неразвитого пузырькового кипения, в которой теплоотдача обуславливается естественной конвекцией и пузырьковым кипением.

Дальнейшее увеличение температурного напора (область III) приводит к увеличению числа пузырей, регулярно возникающих на поверхности нагрева. Характерной особенностью является резкое возрастание интенсивности теплоотдачи с увеличением температурного напора. Это — режим развитого пузырькового кипения, рассмотренный выше.

В области IV увеличение температурного напора приводит к снижению интенсивности теплоотдачи. Это — переходная область от пузырькового кипения к пленочному, где одновременно существуют пузырьковое и неустойчивое пленочное кипение.

Устойчивый режим пленочного кипения соответствует области V. Паровая пленка существует на всей поверхности нагрева. С увеличением температурного напора коэффициент теплоотдачи возрастает за счет теплового излучения через паровую пленку.

Как видно из рис. 3-1, кривая кипения имеет две точки перегиба А и Б. Они соответствуют резкому изменению механизма теплоотдачи. Эти явления называют кризисами теплоотдачи при кипении.

Максимально возможную при данных условиях плотность теплового потока  $q_{кр1}$  при пузырьковом кипении называют первой критической плотностью теплового потока. На рис. 3-1 она соответствует точке *A*. Минимально возможную при данных условиях плотность теплового потока  $q_{кр2}$  при пленочном кипении называют второй критической плотностью теплового потока (точка *B*). Значения температурных напоров и коэффициентов теплоотдачи, соответствующих кризисам теплоотдачи при кипении, также принято называть критическими.

Следует отметить, что коэффициент теплоотдачи при кипении зависит от очень большого числа разнообразных факторов. Важнейшими из них являются: теплофизические свойства жидкости, физико-химические свойства системы жидкость — поверхность нагрева, микрошероховатость поверхности нагрева, давление или температура насыщения, температурный напор или плотность теплового потока. Установление аналитической связи между коэффициентом теплоотдачи и перечисленными факторами является задачей очень сложной. Это обусловлено как большим числом влияющих факторов, сложным недостаточно изученным характером их влияния на коэффициент теплоотдачи, так и статистической природой кипения.

В настоящее время количественная связь между коэффициентом теплоотдачи и факторами, от которых он зависит, устанавливается опытным путем. Для распространения полученных результатов на другие условия их обобщают различными методами. При обобщении опытных данных наиболее часто используется или теория теплового подобия, или теория термодинамического подобия и закон соответственных состояний.

Рассмотрим методику расчета коэффициентов теплоотдачи для областей I—IV (см. рис. 3-1), представляющих наибольший интерес при испарительном охлаждении СПП. Это рассмотрение выполним применительно к таким широко распространенным в системах испарительного охлаждения жидкостям, как вода и фреоны. При этом вода находится при давлениях ниже атмосферного, что определяется условиями охлаждения СПП.

В области I естественной конвекции, где паровые пузыри и кипение отсутствуют, расчет коэффициентов теплоотдачи выполняется по уравнению свободного движения жидкости:

$$Nu_{ж} = A (Gr_{ж} Pr_{ж})^{1/3}, \quad (3-1)$$

где *A* — числовой коэффициент.

Как видно из уравнения (3-1), в этой области теплообмен автомоделен относительно геометрических размеров.

Числовой коэффициент в уравнении (3-1), согласно [17], для фреонов  $A = 0,2$  при  $Gr_{ж} Pr_{ж} = 10^3 \div 10^8$ ; для воды  $A = 0,32$ .

Область III описывается обобщенными зависимостями, учитывающими закономерности развитого пузырькового кипения.

Для воды, кипящей при атмосферном и пониженном давлениях (6,4—100,0 кПа), опытные данные обобщаются уравнением Розену [15]:

$$\frac{\alpha}{\lambda_{ж}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_{п})}} = \frac{1}{B} \left[ \frac{q}{\mu_{ж} r} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_{п})}} \right]^{2/3}, \quad (3-2)$$

где  $B$  — числовой коэффициент, зависящий от комбинации жидкость — поверхность и шероховатости поверхности.

При кипении воды на медной поверхности и различной обработке поверхности  $B = 0,0091 \div 0,0142$ . К сожалению, зависимость  $B$  от чистоты обработки поверхности отсутствует. Для определения  $B$  при расчете теплоотдачи в конкретном случае Розену рекомендует брать литературные данные по кипению в условиях, близких к расчетным.

Для расчета теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении фреонов можно воспользоваться одним из уравнений, приведенных ниже. Эти формулы более совершенны, чем формула (3-2), и учитывают влияние свойств фреонов, давления, шероховатости поверхности и теплового потока.

На основании многочисленных опытных данных по кипению фреонов [17] найдено уравнение

$$\alpha = 548\rho_{кр}^{1/4} T_{кр}^{-7/8} M^{-1/8} q^{3/4} (R_z/R_{z0})^{0,2} F(p/p_{кр}), \quad (3-3)$$

в котором влияние давления в пределах  $0,003 \leq p/p_{кр} \leq 0,75$  отражается величиной

$$F(p/p_{кр}) = 0,14 + 2,2(p/p_{кр}). \quad (3-4)$$

Здесь  $R_z$  — высота неровностей поверхности нагревателя, мкм;  $R_{z0} = 1$  мкм;  $p_{кр}$  — давление,  $\times 10^5$  Па (бар).

Более высокие значения коэффициента теплоотдачи, особенно при небольших тепловых потоках, дает уравнение, полученное в результате обобщения опытных данных по кипению фреона-113 и некоторых других жидких диэлектриков [20]:

$$\alpha = A\rho_{кр}^{1/3} T_{кр}^{-5/6} M^{-1/6} q^{2/3} R_z^n F(p/p_{кр}), \quad (3-5)$$

где  $A$ ,  $n$  — числовые коэффициенты.

Функция давления в уравнении (3-5) имеет вид:

$$F(p/p_{кр}) = 0,37 + 3,15p/p_{кр}. \quad (3-6)$$

Значения числовых множителей  $A$  и  $n$  зависят от высоты неровностей поверхности нагревателя  $R_z$ :  $A = 15,6$  и  $n = 0,25$  — при  $0,07 < R_z < 8$  мкм;  $A = 32,5$  и  $n = 0$  — при  $R_z \geq 8$ .

Для переходной области II (см. рис. 3-1) установившихся способов расчета нет. Это связано с наличием в этой области гистерезиса в значениях теплового потока, соответствующих началу кипения при постепенном увеличении теплового потока и прекращению кипения с уменьшением теплового потока. Численные значения коэффициента теплоотдачи здесь лежат между значениями, определяемыми уравнениями для естественной конвекции и развитого пузырькового кипения. Поэтому при практических расчетах область II отдельно не рассматривают, а нижняя граница режима пузырькового кипения определяется как точка пересечения кривых, построенных по уравнению для областей I и III.

Теплоотдача в области IV, соответствующей переходу пузырькового кипения в пленочное, в настоящее время исследована

недостаточно. При расчете коэффициента теплоотдачи обычно используется степенная зависимость

$$\alpha = A\theta^m,$$

где  $A$  и  $m$  — числовые коэффициенты.

При расчетах принимают  $A = q_{кр1}/\theta^{m+1}$ .

Литературные данные о значении коэффициента  $m$  имеют значительный разброс и лежат в пределах от  $-1$  до  $-4,1$  [16].

Для определения первой критической плотности теплового потока можно воспользоваться уравнением Кутателадзе [19]:

$$q_{кр1} = Kr \sqrt{\rho_{п}} \sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}, \quad (3-7)$$

где  $K$  — критерий гидродинамической устойчивости.

Это уравнение получено на основе гидродинамической теории кризиса кипения, построенной на анализе условий устойчивости двухфазного кипящего слоя у поверхности.

При теоретическом анализе установлено [19], что  $K = 0,12 \div 0,157$ . Как показывают опыты [8], значение  $K$  зависит от давления, размеров поверхности нагрева, ее шероховатости и ориентации в пространстве. Для достаточно больших нагревателей (более 3 мм) имеет место автоматичность критерия гидродинамической устойчивости относительно геометрических размеров. Для воды, кипящей при пониженных давлениях, значение  $K$  растет с увеличением давления. Так, при увеличении давления от 9,5 до 18 кПа для больших нагревателей критерий устойчивости уменьшается от 0,194 до 0,166, при дальнейшем увеличении давления темп уменьшения критерия устойчивости замедляется и при  $p = 30 \div 101$  кПа критерий  $K = 0,152$  [8]. Для фреона-113 и при  $p = 100 \div 300$  кПа получено  $K = 0,12$  [20].

Увеличение шероховатости поверхности нагрева приводит к увеличению критерия устойчивости. Так, для фреона-113 критическая плотность теплового потока на отпесоченной поверхности трубок в 1,2 раза больше, чем на полированной [20].

*Теплообмен при кипении жидкости на неизотермической поверхности в большом объеме.* Плотности теплового потока в полупроводниковой структуре СПП велики и достигают 1 МВт/м<sup>2</sup>. Такие значения плотности теплового потока превышают критические значения для фреонов и других синтетических жидкостей, а также для воды, кипящей при давлениях ниже атмосферного. Это может привести при фиксированной плотности теплового потока к недопустимому повышению температуры полупроводниковой структуры и повреждению СПП.

Для предотвращения этих нежелательных явлений кипение жидкости осуществляют на оребренной поверхности. В этом случае при определенных условиях плотность теплового потока в расчете на единицу базовой поверхности может в несколько раз превысить первую критическую плотность теплового потока на изотермической поверхности. Это достигается за счет того, что на неизотермической поверхности ребра возможно устойчивое существование различных режимов кипения: пузырькового, переходного и пленочного. Явление затягивания кризиса теплообмена

при устойчивом существовании нескольких режимов кипения на оребренной поверхности при охлаждении мощных электронных ламп-вапотронов получило название вапотронного эффекта.

Наиболее хорошо изучен теплообмен при кипении воды и фреона-113 на поверхности одиночного прямого ребра. Расчетные методы исследования основаны на решении стационарного одномерного или двухмерного уравнения теплопроводности с нелинейными граничными условиями. При этом предполагается, что тепловой поток подводится равномерно к основанию ребра, внутренние источники тепловыделений в ребре отсутствуют, температура жидкости равна температуре насыщения, локальный коэффициент теплоотдачи при кипении на неизотермической поверхности ребра зависит от разности температур поверхности и жидкости так же, как и при кипении на изотермической поверхности в большом объеме. При решении температурной задачи для такого ребра используются численные и аналитические методы. Применение последних возможно только при одномерной постановке задачи теплопроводности.

Расчеты прямых ребер, выполненные на основе одномерных решений, хорошо согласуются с экспериментом [16].

Сравнение результатов одномерных решений с двухмерными [16], полученными численным методом, при кипении воды и коэффициенте теплопроводности материала  $\lambda = 30 \div 350 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$  показывает, что максимальное отклонение составляет 30% при  $\lambda = 30 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и не превосходит 5% при  $\lambda = 350 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Расчеты выполнялись для ребер прямоугольного поперечного сечения толщиной 10 мм и высотой 5—50 мм. Отклонение результатов одномерных решений от двухмерных объясняется влиянием на локальный коэффициент теплоотдачи уменьшения температуры от плоскости симметрии ребра к поверхности в соответствующем сечении его.

Вопросы оптимизации геометрии прямых ребер при кипении на их поверхности воды и фреона-113 рассмотрены в работе [16]. Для уменьшения объема металла ребра с оптимальными параметрами круглого поперечного сечения при существовании на их поверхности всех режимов кипения должны иметь форму луковичы. При разработке такого ребра (шипа) ставилось условие: уменьшить поверхности свободной конвекции и пленочного кипения и увеличить площадь с переходным и пузырьковым кипением.

Результаты расчетов, как отмечалось ранее, получены в предположении, что локальный коэффициент теплоотдачи при кипении на неизотермической поверхности ребер такой же, как и на изотермической поверхности. Однако, как установлено в работе [11], неизотермичность несколько изменяет кривую кипения, что обусловлено особенностями механизма парообразования. Так, при совместном существовании на неизотермической поверхности пузырькового, переходного и пленочного режимов кипения значения коэффициента теплоотдачи в области максимального теплового потока на 40% ниже, а в области минимального теплового потока — на 20% выше, чем для той же жидкости (фреон-113) на изотермической поверхности. В переходном и пленочном режимах кипения наблюдалось увеличение местной теплоотдачи; в области пузырькового кипения значения локальных

коэффициентов теплоотдачи на изотермической и неизотермической поверхностях практически одинаковы.

С учетом неизотермичности поверхности выполнялся расчет кольцевого ребра [16]. Проверка результатов расчета показала, что экспериментальные данные превышают расчетные не более чем на 10—15%.

*Теплоотдача при кипении жидкости в щелях.* При кипении жидкости на оребренной поверхности весьма существенным может быть влияние зазора между соседними ребрами. Такое влияние было обнаружено [16] при кипении фреона-113 в трапециевидном зазоре с минимальным размером 2 мм. Это объясняется затрудненностью доступа жидкости в зазоры, что существенно усложняет картину кипения.

Исследованием местной теплоотдачи при кипении фреона-113 в узкой горизонтальной щели при атмосферном давлении установлено [5], что при высоких температурных напорах в основной щели может образоваться участок с застойной паровой зоной.

На внутренних участках щели, орошаемых жидкостью, для теплоотдачи характерны две тенденции: понижение максимального теплового потока, соответствующего  $q_{кр1}$ , и существенное увеличение теплового потока в зоне  $q_{кр2}$ . Первая тенденция объясняется недостаточным притоком жидкости к поверхности, вторая — возникновением естественной циркуляции в щели. В области малых тепловых потоков значения локальных коэффициентов теплоотдачи совпадают со значениями этих коэффициентов для большого объема. При больших значениях теплового потока для фреона-113

$$q/q_{кр1} = e^{-0,32\Theta - 0,6}, \quad (3-8)$$

где

$$\Theta = (\vartheta - \vartheta_{кр1}) / (\vartheta_{кр2} - \vartheta_{кр1}).$$

Значения  $q_{кр1}$ ,  $\vartheta_{кр1}$  и  $\vartheta_{кр2}$  соответствуют кривой кипения на изотермической поверхности в большом объеме.

Уравнение (3-8) справедливо при  $-0,3 < \Theta < 2$  и получено для щели высотой 3 мм, шириной 40 мм и глубиной 20 мм. При высоте щели меньше 2 мм наблюдается уменьшение максимального теплового потока, что обусловлено ухудшением условий для доступа жидкости. Зазор примерно 2 мм является оптимальным, что соответствует наиболее интенсивному движению жидкости в щели.

Аналогичные результаты получены при кипении воды на оребренных анодах ламп. При  $-0,05 \leq \Theta \leq 2$

$$q/q_{кр1} = e^{-0,06\Theta - 0,62}. \quad (3-9)$$

Уравнения (3-8) и (3-9) справедливы для переходного режима кипения в щели. Закономерности теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения на рассматриваемых участках поверхности щели совпадают с аналогичными закономерностями для большого объема.

На участке поверхности при входе в щель, включающем острую кромку, которая хорошо омывается жидкостью, максимальные плотности теплового потока совпадают или даже несколько превышают  $q_{кр1}$  на изотермической поверхности в условиях большого объема.

Таким образом локальные коэффициенты теплоотдачи, измененные в условиях большого объема на изотермической поверхности, не могут быть использованы при расчете теплообмена в зазорах, образованных соседними ребрами. Существенное повышение коэффициента теплоотдачи при переходном кипении в щели подчеркивает важное значение рациональной организации движения жидкости в межреберном пространстве.

### 3.3. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

Конденсатор является одним из основных элементов системы испарительного охлаждения СПП. В нем происходит передача теплоты от пара промежуточного теплоносителя к внешней охлаждающей среде (воздух, вода). В качестве конденсатора используются различные модификации компактных теплообменников. Передача теплоты от пара к внутренней поверхности теплообменника происходит за счет конденсации.

Пар начинает конденсироваться на поверхности, если ее температура ниже температуры насыщения. Конденсат на поверхности, смачиваемой жидкостью, может образовывать пленку (пленочная конденсация), не смачиваемой — капли (капельная конденсация). Как показывает опыт [17, 19, 20], при конденсации водяного пара и жидких диэлектриков на чистых поверхностях происходит пленочная конденсация.

При пленочной конденсации под влиянием собственного веса конденсат стекает вниз. Вся теплота, выделившаяся при конденсации пара, передается стенке через пленку. Возможны ламинарный и турбулентный режимы течения пленки. Например, на вертикальной поверхности, начиная от верха, пленка имеет ламинарное течение, но по мере опускания ее толщина увеличивается и течение переходит в турбулентное. При ламинарном течении перенос теплоты осуществляется в пленке теплопроводностью, при турбулентном течении основная часть теплоты переносится частицами жидкости.

Для расчета теплоотдачи при конденсации сухого насыщенного неподвижного пара пользуются теоретическими зависимостями, полученными Нуссельтом [17]. Эти зависимости получены при следующих, упрощающих реальную физическую картину, предположениях: 1) течение пленки ламинарное; 2) силы инерции, возникающие в пленке, пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости и тяжести; 3) конвективный перенос теплоты в пленке и теплопроводность вдоль пленки пренебрежимо малы по сравнению с теплопроводностью поперек пленки; 4) трение и температурный скачок на границе паровой и жидкой фаз отсутствуют; 5) температура на внешней поверхности пленки равна температуре пара; 6) теплофизические характеристики конденсата не зависят от температуры; 7) плотность пара мала по сравнению с плотностью жидкости.

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на поверхности вертикальной стенки и трубы высотой  $l$

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{ж}^2 \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж} l (t_n - t_c)}}; \quad (3-10)$$

на поверхности горизонтальной трубы диаметром  $d$

$$\bar{\alpha} = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{ж}^2 \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж} d (t_n - t_c)}}. \quad (3-11)$$

Движение пленки конденсата может быть волновым при сохранении ламинарного режима течения, что связано с силами поверхностного натяжения между поверхностью пленки и паром и случайными возмущениями на поверхности пленки. При конденсации на горизонтальных трубах не слишком большого диаметра волновое течение не успевает развиться и опытные данные подтверждают справедливость формулы (3-11).

П. Л. Капица показал, что при волновом движении пленки по вертикальной поверхности ее средняя толщина несколько меньше, чем при строго ламинарном, а коэффициент теплоотдачи примерно на 21% больше. С учетом волнового движения формула (3-10) принимает вид:

$$\bar{\alpha} = 1,15 \sqrt[4]{\frac{r g \rho_{ж}^2 \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж} l (t_n - t_c)}}. \quad (3-12)$$

Зависимость (3-17) может быть рекомендована для расчетов при значении числа Re пленки, больших предельного  $Re_{волн}$ , соответствующего устойчивому волновому течению.

По данным работы [17]

$$Re_{волн} = 0,56 \left( \frac{\sigma}{\rho g^{1/3} \nu^{4/3}} \right)^{3/11}.$$

Число Рейнольдса жидкостной пленки на расстоянии  $x$  от верха вертикальной поверхности

$$Re_x = \frac{\bar{w}_x \delta_x}{\nu_{ж}} = \frac{\bar{\alpha}_x (t_n - t_c) x}{\mu_{ж} r} = \frac{\bar{q}_x x}{\mu_{ж} r}, \quad (3-13)$$

где  $\bar{w}_x$  — средняя скорость течения пленки в рассматриваемом сечении;  $\delta_x$  — толщина пленки в рассматриваемом сечении.

Зависимости, описываемые уравнениями (3-10) и (3-12), могут быть представлены и в безразмерном виде:

$$\overline{Nu}_{жl} = A (K_{ж} Ga_{жl} Pr_{ж})^{1/4},$$

где  $K = \frac{r}{c_{ж} (t_n - t_c)}$  — число подобия фазового превращения;  $A$  — коэффициент.

Для чисто ламинарного режима  $A = 0,943$ , для ламинарно-волнового  $A = 1,15$ .

При некотором критическом числе  $Re_{кр}$  ламинарный режим течения пленки переходит в турбулентный. Из опытов различных авторов  $Re_{кр}$  лежит в пределах от 60 до 500. Наиболее вероятное его значение при конденсации практически неподвижного пара на вертикальной поверхности  $Re_{кр} = 400$  [17]. Переходу ламинарного течения пленки в турбулентное соответствует определенное расстояние  $x_{кр}$  от верхнего конца вертикальной стенки, которое можно определить из выражения:

$$x_{кр} = 1,08 \frac{v_{ж}^{5/3} \rho_{ж} \gamma}{g^{1/3} \lambda (t_n - t_c)} Re_{кр}^{4/3}.$$

Расчеты показывают, что для воды и фреонов при условиях работы в системах охлаждения СПП  $x_{кр}$  достигает значений в несколько метров. Это превышает размеры поверхностей конденсаторов систем охлаждения, в которых следовательно, имеет место ламинарный режим течения пленки.

Влияние допущений, принятых в теории Нуссельта, исследовалось в работах Г. Н. Кружилина, Д. А. Лабунцова, В. П. Исаченко и др. Показано, что это влияние на коэффициент теплоотдачи при конденсации оказывается незначительным.

Помимо рассмотренных фактов, теплоотдача при конденсации может зависеть от скорости пара, что не учитывается теорией Нуссельта. К настоящему времени в этой области много невыясненных вопросов. При конденсации на одиночной горизонтальной трубе установлено [17], что для воды это влияние несущественно при скорости пара менее 10 м/с, для фреонов, вследствие значительного отличия их свойств от свойств воды, влияющие скорости пара на теплоотдачу сказываются при скоростях 0,2—1 м/с.

Для вертикальной поверхности при ламинарном течении пленки решение с учетом скорости пара было получено Нуссельтом, которое можно записать в следующем виде:

$$\frac{\bar{\alpha}_w}{\bar{\alpha}} = f \frac{w_p^2 \rho_p \bar{\alpha}}{g \rho_{ж} \lambda_{ж}},$$

где  $\bar{\alpha}_w$  — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара;  $\bar{\alpha}$  — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара, определяемый уравнением (3-12).

Если движение пара совпадает с направлением течения пленки, то поток пара ускоряет движение конденсата в пленке, ее толщина уменьшается и  $\bar{\alpha}_w > \bar{\alpha}$ . При встречном движении пара и конденсата течение пленки тормозится, толщина ее увеличивается и  $\bar{\alpha}_w < \bar{\alpha}$ . Однако это происходит при сравнительно малых скоростях пара. С увеличением скорости пара пленка конденсата увлекается паром и частично срывается с поверхности. При этом коэффициент теплоотдачи вновь возрастает и  $\bar{\alpha}_w > \bar{\alpha}$ .

#### 3-4. ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ И ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

В качестве индивидуальных охладителей с промежуточным двухфазным теплоносителем применяются два типа устройств:

двухфазные термосифоны и тепловые трубы. Физические процессы переноса теплоты и масса в них отличаются большой сложностью и в настоящее время исследованы далеко не достаточно.

Двухфазный термосифон, как отмечалось ранее, представляет собой герметичное устройство, частично заполненное теплоносителем, с вакуумированной внутренней полостью, в которой теплота передается из зоны нагрева в зону охлаждения в замкнутом испарительно-конденсационном цикле с возвратом конденсата в зону нагрева под действием силы тяжести или центробежных сил.

Несмотря на свою конструктивную простоту, двухфазные термосифоны позволяют передавать большие тепловые потоки при незначительных падениях температуры, имея при этом сравнительно небольшие габариты и массу. Однако они не могут работать в отсутствие внешнего силового поля и навстречу его силам.

Имеющиеся в литературе сведения по двухфазным термосифонам носят экспериментальный характер, так как теоретическое исследование этих устройств весьма затруднено.

Теплопередающая способность двухфазного термосифона во многом определяется его заполнением. Режим нормальной изотермичной работы термосифона обеспечивается, если пленка теплоносителя покрывает повсюду внутреннюю поверхность, доходя до самой нижней точки зоны нагрева. Минимальное количество теплоносителя, при котором наблюдается такой режим, состоит из его количества на стенках термосифона и в паровой фазе. При меньшем заполнении тепловые потоки через двухфазный термосифон резко снижаются, т. е. возникает своеобразный кризис теплообмена, связанный с нехваткой жидкости для обеспечения полного смачивания поверхности внутренних стенок.

При избыточном заполнении в нижней части термосифона образуется столбик жидкости. В столбике конденсата происходит процесс бурного кипения с расплескиванием жидкости по стенкам всей зоны нагрева. Этот режим является более предпочтительным, так как для обеспечения нормального режима работы термосифона не требуется его строго вертикального положения и строгой дозировки жидкости.

Однако так называемая пленочная гипотеза не может полностью объяснить причины кризиса теплообмена в двухфазном термосифоне. Кризис теплообмена был обнаружен при довольно значительных заполнениях. Расчеты термодинамического состояния теплоносителя для различных температур насыщения показали, что основной причиной кризиса является переход от теплопереноса в двухфазной среде к теплопереносу в однофазной жидкой или паровой среде. Расчетные и опытные значения температур промежуточного теплоносителя, при которых наблюдается кризис теплообмена в зависимости от степени заполнения полости термосифона аммиаком, этиловым спиртом и водой, показывают, что наибольшее значение кризисной температуры равно критической температуре для данного теплоносителя. Расчетное критическое заполнение полости термосифона составляет 38,4% — для аммиака, 33,4% — для этилового спирта и 31,5% — для воды.

Очевидно, что при заполнении, соответствующем критической температуре, для теплоносителя будет иметь место и максимальный тепловой поток.

Теплопередающая способность двухфазных термосифонов очень чувствительна к рабочему давлению и быстро растет с его увеличением. Это объясняется тем, что с увеличением давления растет интенсивность теплоотдачи при кипении и конденсации.

В термосифоне с избыточным заполнением может наблюдаться неразвитый и развитый режимы кипения. Коэффициенты теплоотдачи при неразвитом кипении больше, чем коэффициенты теплоотдачи при неразвитом кипении в большом объеме. Причиной этому служит турбулизация пристенного слоя жидкости всплывающими пузырями. При развитом кипении и  $p/p_{кр} = 0,03 \div 0,05$  также наблюдалась интенсификация теплообмена по сравнению с интенсификацией в большом объеме, что происходит в результате влияния осевого потока пара на пристенный слой жидкости. Для остальных давлений коэффициенты теплоотдачи при развитом кипении совпадают с данными о теплоотдаче в большом объеме.

Интенсификация теплоотдачи наблюдалась и при  $p/p_{кр} \leq 4,5 \cdot 10^3$ , которая была обнаружена в опытах с двухфазным термосифоном длиной 1 м и сечением  $100 \times 8$  мм при плотности теплового потока в зоне испарения  $0,2 \cdot 10^4 - 10^5$  Вт/м<sup>2</sup> [1]. Результаты опытов в диапазоне давлений  $(0,01 \div 0,3) \cdot 10^5$  Па — для воды и  $(0,04 \div 0,5) \cdot 10^5$  Па — для этанола и метанола обобщены на основе термодинамического закона соответственных состояний:

$$\bar{\alpha} = 740 \frac{p_{кр}^{1/3}}{T_{кр}^{5/6} M^{1/6}} q^{2/3} (p/p_{кр})^{0,023} (p/p_{кр})^{-0,25} \quad (3-14)$$

Интенсификацию теплоотдачи при кипении можно объяснить односторонним подводом теплоты в плоском термосифоне, в котором обеспечивались более благоприятные условия для циркуляции жидкости. Небольшая ширина канала также может быть причиной интенсификации теплоотдачи.

Установлено, что коэффициент теплоотдачи с уменьшением зазора увеличивается до некоторого значения, дальнейшее же уменьшение зазора приводит к уменьшению теплоотдачи, что сопровождается резкими локальными перегревами стенки и объясняется ухудшением условий отвода паровой фазы и подвода жидкости к поверхности теплообмена. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи имеет место при ширине зазора, равной отрывному диаметру пузыря при определенном давлении.

Максимальные тепловые потоки на поверхности нагрева двухфазного термосифона исследовались в работе [2]. Установлено, что при  $p/p_{кр} \leq 0,1$  и использовании в качестве промежуточного теплоносителя воды, метанола, фреона-113, фреона-11 и фреона-12 имеется хорошее совпадение с данными по критическим тепловым потокам в большом объеме. При больших давлениях максимальные тепловые потоки в двухфазном термосифоне меньше, чем в большом объеме. Это вызвано преимущественным влиянием условий встречного течения жидкой и паровой фаз в

осевом направлении термосифона. Это влияние может быть значительным при малых внутренних диаметрах термосифона. В опытах со стеклянным термосифоном, внутренний диаметр которого составляет 6 мм, наблюдался кризис теплопереноса, который определяется взаимодействием пара и жидкости на границе раздела фаз и достижением некоторой критической скорости парового потока. При этом происходил срыв капель жидкости с поверхности пленки на стенках термосифона, которые увлекались паром и образовывали жидкостную пробку. Это явление в литературе известно как явление «захлебывания». Для предотвращения его диаметр термосифона должен быть достаточно большим.

Другим мероприятием в этом направлении является применение артериальных вставок для отвода конденсата в зону нагрева. При этом достигается разделение паровой и жидкой фаз, что позволяет значительно повысить теплопередающую способность двухфазного термосифона. Увеличение теплового потока зависит от соотношения сечения вставки для отвода конденсата и полного сечения термосифона. Оптимальным соотношением является 0,12—0,16.

Обобщенное уравнение для коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации в вертикальных термосифонах имеет вид [1]:

$$\bar{\alpha} = 3,36 \cdot 10^4 \frac{P_{кр}^{5/4}}{T_{кр}^{1/4} M^{2/3}} \bar{q}^{-1/3} l^{-1/4} (p/p_{кр})^{0,2}. \quad (3-15)$$

Влияние угла наклона термосифона к горизонту  $\varphi$  на коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации может быть учтено введением в уравнение (3-15) множителя  $(\sin \varphi)^{1/4}$ . Однако это справедливо лишь при условии, что конденсатор не омывается жидкостью, выбрасываемой из зоны нагрева. При малых углах наклона ( $\varphi \leq 5^\circ$ ) даже при минимальной плотности теплового потока парожидкостная смесь омывает поверхность конденсатора. Это приводит к изменению закономерностей теплопереноса, поскольку теплота передается не только за счет фазовых превращений, но и конвекцией двухфазного потока.

Влияние полноты удаления воздуха из внутренней полости двухфазного термосифона сказывается в процессе конденсации паров теплоносителя. Воздух, не участвуя в конденсации, скапливается в верхней холодной части термосифона: его парциальное давление в этом месте максимальное и уменьшается при приближении к зоне нагрева. Конденсация же пара теплоносителя происходит только при температуре, соответствующей парциальному давлению его, равному разности между полным давлением в термосифоне и парциальным давлением некоонденсирующихся газов. Поэтому соответственно уменьшению парциального давления паров теплоносителя в конце конденсатора снижается и температура стенки в этом месте, а значит, падает температурный напор между стенкой и охлаждающей средой.

Тепловая труба, обладая теми же свойствами, что и двухфазный термосифон, в отличие от него может работать при любой ориентации в силовом поле, например в гравитационном

поле, и при отсутствии его. Это достигается за счет того, что возврат конденсата теплоносителя из зоны охлаждения в зону нагрева осуществляется за счет капиллярных сил.

Конструкция простейшей тепловой трубы (см. рис. 1-7) состоит из оболочки и капиллярной структуры, поры которой заполнены теплоносителем. Оболочки, как и у двухфазных термосифонов, могут иметь самую различную конфигурацию и выполняться из самых различных материалов (стекло, керамика, металлы и т. д.). Капиллярные структуры (фитили) изготавливаются из металлической сетки или стеклоткани, пористой керамики или прессованного шлака, различных пористых набивок или в виде канавок в стенке трубы. Применяются также сложные фитили, представляющие комбинацию различных капиллярных структур. Фитиль может располагаться не только на внутренней поверхности оболочки тепловой трубы, но и частично занимать паровой канал (например, его осевую часть).

Теплопередающая способность тепловой трубы определяется режимом ее работы [4]. В зависимости от характера работы испарителя тепловой трубы различают испарительный режим и режим кипения.

В первом случае парообразование происходит только на поверхности раздела между паром и жидкостью и передача теплоты от стенки испарителя через смоченный фитиль осуществляется посредством теплопроводности. Во втором случае пар образуется не только на поверхности раздела, но и на стенке трубы, где происходит зарождение и рост паровых пузырей. Перемещение пузырей от стенки через капиллярную структуру в центральное пространство тепловой трубы турбулизует слой жидкости в фитиле и интенсифицирует процесс теплоотдачи от стенки испарителя. Поэтому этот режим с точки зрения получения максимальных удельных тепловых потоков является предпочтительным.

Однако достижение значительных тепловых потоков как в режиме кипения, так и в испарительном режиме связано с рядом ограничений.

Способность испарителя генерировать требуемое количество пара данной жидкости, соответствующее значению подводимой энергии, зависит от температуры поверхности испарения и рабочего давления. Особенно важным это ограничение является для испарительного режима, в котором площадь поверхности испарения является почти неизменной. В режиме кипения при увеличении подводимой энергии число и объем пузырей могут стать таковыми, что пар займет все поперечное сечение фитиля и оттеснит жидкость от поверхности стенки испарителя. Это приводит к нарушению циркуляции теплоносителя, росту температуры поверхности испарителя и снижению теплопередающей способности тепловой трубы.

Такие же нарушения работы тепловой трубы возникают и в том случае, если сумма потерь давления в жидкости за счет сил трения и тяжести, а также в паре за счет сил трения и инерции превосходит разность капиллярного давления в испарителе и конденсаторе тепловой трубы. В этих условиях при увеличении теплового потока капиллярная структура не справляется с быстро растущим количеством конденсата, в результате чего

испаритель недополучает жидкость, происходит осушение и перегрев стенок трубы.

При сравнении двухфазных термосифонов и тепловых труб, используемых для охлаждения СПП, необходимо учитывать условия теплообмена поверхности конденсатора с внешней охлаждающей средой. В большинстве случаев тепловой поток, отводимый от СПП, в конечном итоге отдается воздуху. Низкая интенсивность теплоотдачи в воздуху даже при обдуве по сравнению с интенсивностью теплоотдачи при конденсации приводит к тому,

что работа конденсатора двухфазного термосифона и тепловой трубы определяется в основном теплоотдачей в воздуху. Поэтому для сравнения теплопередающей способности этих устройств необходимо сравнить максимальные тепловые нагрузки в зоне нагрева.

Предварительно оценим предельные тепловые нагрузки, которые могут быть достигнуты при испарении в идеальных условиях [12].

Предельную нагрузку поверхности при испарении можно определить из уравнения

$$q_{\text{пред}} = jr, \quad (3-16)$$

где  $j$  — максимально возможный удельный массовый расход пара теплоносителя,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Рис. 3-2. Максимальная плотность теплового потока в зоне нагрева 1—4— по формуле (3-18) для воды, этанола, фреона-30 и фреона-113 соответственно; 5— в артериальной тепловой трубе с нарезкой; 6— в тепловой трубе с водой и сетчатым фитилем; 7—10— по уравнению (3-7) для воды, этанола, фреона-30 и фреона-113 соответственно

Согласно кинетической теории газообразного состояния вещества

$$j = \frac{p\bar{w}}{6R_y T}, \quad (3-17)$$

где  $\bar{w}$  — средняя скорость теплового движения молекул.

Учитывая, что

$$\bar{w} = \sqrt{3R_y T},$$

подстановкой выражения (3-17) в выражение (3-16) получим

$$q_{\text{пред}} = 0,288rp \sqrt{\frac{1}{R_y T}}. \quad (3-18)$$

Эта верхняя граница для тепловой нагрузки получена на основе предположения, что молекулы могут покидать поверхность раздела фаз без помех, т. е. испарение происходит в вакуум. Она не может быть превзойдена и достижима только при очень низких давлениях пара. Как показывают расчеты (рис. 3-2),

выполненные для воды, этилового спирта, фреона-113 при температурах насыщения  $t_n = 50 \div 110^\circ\text{C}$ , предельные нагрузки поверхности нагрева более чем на два порядка выше тепловых нагрузок, которые имеют место в СПП при воздушном и жидкостном охлаждении.

Максимальные тепловые нагрузки поверхности нагрева в двухфазном термосифоне, как было установлено выше, можно определить на основании данных о теплоотдаче при кипении в большом объеме. На рис. 3-2 также представлены зависимости первой критической плотности теплового потока от температуры насыщения, полученные расчетом по уравнению (3-7) для воды, этилового спирта, фреона-113 и фреона-30. Критерий гидродинамической устойчивости в уравнении (3-7) для воды, этанола и фреона-113 выбирался в соответствии с экспериментальными данными [8, 20], для фреона-30 принимался равным 0,13. Как видно из рис. 3-2,  $q_{кр1}$  значительно меньше  $q_{пред}$ .

Как указывалось выше, максимальная плотность теплового потока в зоне нагрева тепловой трубы зависит от большого числа факторов. На рис. 3-2 представлены опытные данные [12] для тепловой трубы с сетчатым фитилем и для артериальной тепловой трубы с нарезкой при использовании в качестве промежуточного теплоносителя воды. Видно, что применение артериальных тепловых труб с нарезкой более эффективно. При этом максимальные плотности теплового потока достигают и несколько превышают  $q_{кр1}$  в большом объеме.

Таким образом, из сравнения двухфазных термосифонов и тепловых труб видно, что они имеют примерно одинаковые возможности по максимальным тепловым потокам в зоне нагрева. Однако конструктивно двухфазные термосифоны значительно проще. Кроме того, возможность развития поверхности в зоне нагрева двухфазных термосифонов позволяет значительно увеличить максимальные тепловые нагрузки. Все это делает применение двухфазных термосифонов для охлаждения СПП в земных условиях более предпочтительным.

## ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

### СИСТЕМЫ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОГРУЖНОГО ТИПА

#### 4-1. ДИНАМИКА ПАРОЖИДКОСТНОГО ТРАКТА

В полупроводниковых преобразователях находят применение системы испарительного охлаждения погружного типа. Группа СПП, представляющая собой силовую схему преобразователя или ее часть, погружается в диэлектрическую жидкость. Теплота

от СПП отводится при кипении жидкости, образующийся пар конденсируется в общем для всей группы СПП конденсаторе, который охлаждается воздухом или водой. Система охлаждения может быть единой для всего преобразователя или при большом числе СПП — раздельной для каждого блока преобразователя.

Рассматриваемые системы охлаждения выполняются замкнутыми. Перенос теплоты из испарителя в конденсатор осуществляется в цикле за счет естественной циркуляции промежуточного теплоносителя. Работоспособность и эффективность системы охлаждения обеспечивается при надежной циркуляции теплоносителя.

В системах охлаждения со встречным движением пара и конденсата (см. рис. 1-9,б) трубы конденсатора сообщаются с испарителем одним концом, другой конец труб заглушен. Пар промежуточного теплоносителя, образующийся в испарителе, за счет избыточного давления поступает в трубы конденсатора, где конденсируется. Образующийся конденсат под действием силы тяжести стекает по стенкам труб вниз, в испаритель. Такая же картина наблюдается в двухфазных термосифонах.

Поперечные размеры труб конденсатора определяются на основе расчета потоков пара и конденсата. Учитывая, что толщина стекающей в трубе конденсатора пленки жидкости пренебрежимо мала по сравнению с площадью поперечного сечения трубы, а скорость пленки ничтожна по сравнению со скоростью пара, движение пара можно рассматривать как стационарное движение в трубе с неподвижными стенками [1]. При этом для низкотемпературных теплоносителей имеет место ламинарный режим движения парового потока.

Потери давления на преодоление сил трения при движении потока в общем случае рассчитываются для трубы с внутренним диаметром  $d_{вн}$  и длиной  $l$  по следующей формуле:

$$\Delta p = \bar{\xi} \frac{l}{d_{вн}} \frac{\rho \bar{w}^2}{2}. \quad (4-1)$$

Для ламинарного движения потока средний коэффициент сопротивления трения определяется по за-

кону Пуазейля [19]:

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64 \nu}{\bar{w} d_{\text{BH}}} \quad (4-2)$$

Если известен тепловой поток  $Q_T$ , отводимый одной трубой конденсатора, то средняя скорость пара

$$\bar{w} = \frac{4Q_T}{\pi d_{\text{BH}}^2 r \rho_{\text{п}}} \quad (4-3)$$

С учетом выражений (4-2) и (4-3) уравнение (4-1) принимает вид:

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{128 \mu_{\text{п}} Q_T l}{\pi d_{\text{BH}}^4 r \rho_{\text{п}}} \quad (4-4)$$

Строго говоря, уравнение (4-4) справедливо при постоянном по длине расходе пара в каждом сечении трубы и может быть использовано для расчета теплоизолированной транспортной зоны. В зоне конденсации длиной  $l_k$  расход пара по длине постепенно убывает за счет конденсации его и тогда

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{128 \mu_{\text{п}}}{\pi d_{\text{BH}}^4 r \rho_{\text{п}}} \int_0^l Q_T(l) dl.$$

Если принять зависимость отводимого трубой теплового потока от длины линейной, то

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{64 \mu_{\text{п}} Q_T l}{\pi d_{\text{BH}}^4 r \rho_{\text{п}}} \quad (4-5)$$

В этом случае числовой коэффициент в уравнении (4-2) имеет значение 32, а скорость равняется максимальному значению скорости на входе в трубу.

Используя уравнение (4-4) и (4-5), следует подбирать такие геометрические размеры труб конденсатора, чтобы падение давления и, следовательно, температуры пара было минимальным.

Минимальный диаметр труб конденсатора при встречном движении пара и пленки конденсата лимитируются началом явления «захлебывания». Как отмечалось ранее, это явление заключается в срыве капель с поверхности пленки и резком повышении гидравлического сопротивления, т. е. в нарушении

устойчивости жидкой пленки при достижении паром некоторой критической скорости  $\bar{\omega}_{п.кр.}$ . Явление носит черты кризиса и определяется геометрическими размерами, а также взаимодействием сил трения, инерции, тяжести и поверхностного натяжения.

При анализе устойчивости элемента структуры двухфазного потока С. С. Кутателадзе [9] выделяет два взаимоисключающих фактора: динамический напор пара и давление, обусловленное поверхностным натяжением. Первый фактор является разрушающим для элемента структуры двухфазного потока, второй фактор — стабилизирующим. Мерой отношения этих сил служит критерий устойчивости

$$K^2 = \rho_{п} \bar{\omega}_{п.кр.}^2 l / \sigma.$$

Если в качестве характерного размера принять

$$l \sim \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_{п})}},$$

то критерий устойчивости приобретает вид:

$$K = \frac{\bar{\omega}_{п.кр.} \sqrt{\rho_{п}}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}}.$$

Ниже приводятся зависимости для определения критерия устойчивости, полученные в опытах с водяной пленкой и потоком воздуха [9].

Начало видимого срыва капель при встречном течении жидкости и газа соответствует равенству:

$$\frac{\bar{\omega}_{п.кр.} \sqrt{\rho_{п}}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}} = 3,74 \left( \frac{v_{ж}}{G_l} \right)^{1/3}, \quad (4-6)$$

где  $G_l$  — объемный расход жидкости, отнесенный к периметру смачивания,  $m^3/(m \cdot c)$ .

При пленочной конденсации пара на вертикальной стенке высотой  $l$  объемный расход

$$G_l = \frac{\bar{q}l}{(r\rho_{ж})}.$$

Началу срыва при параллельном спутном горизонтальном течении пленки и газа соответствует равенство:

$$\frac{\bar{\omega}_{п.кр} \sqrt{\rho_{п}}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}} = 36 \left( \frac{v_{ж}}{G_l} \right)^{1/3}. \quad (4-7)$$

Начало срыва жидкости при параллельном спутном течении сверху вниз пленки и газа соответствует равенству:

$$\frac{\bar{\omega}_{п.кр} \sqrt{\rho_{п}}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}} = 54 \left( \frac{v_{ж}}{G_l} \right)^{1/3} \left[ \frac{\sigma^{3/2}}{v_{ж}^2 (\rho_{ж} - \rho_{п})^{3/2} g^{1/2}} \right]^{0,07} \times \\ \times \left( \frac{\rho_{ж} - \rho_{п}}{\rho_{ж}} \right)^{1/2} \left( \frac{v_{ж}}{v_{п}} \right)^{0,25}. \quad (4-8)$$

На основе рассмотренной выше модели кризиса течения при встречном движении жидкости и пара в работе [2] выполнено обобщение опытных данных, полученных в вертикальных двухфазных термосифонах при заполнении их водой, этанолом и фреоном-12.

При малой толщине пленки течение ее отличается большой устойчивостью. С увеличением толщины пленки происходит волнообразование, срыв жидкости с поверхности пленки и вытеснение избытка ее в верхнюю часть термосифона. Это происходит при избыточном заполнении двухфазного термосифона рабочей жидкостью, когда средняя по всей поверхности толщина пленки конденсата  $\bar{\delta}$  больше предельного значения толщины пленки  $\delta_{кр}$ , при которой может произойти срыв жидкости с поверхности пленки.

Установлено, что  $\delta_{кр} = 0,4 \div 0,6$  мм и не зависит от рода жидкости и диаметра трубы. Средняя толщина пленки конденсата оценивается по выражению  $\bar{\delta} = V_{ж}/F_{вн}$ , где  $V_{ж}$  — объем жидкости при 20°C;  $F_{вн}$  — внутренняя поверхность термосифона.

Для определения  $\bar{\omega}_{п.кр}$  получено соотношение:

$$\frac{\bar{\omega}_{п.кр} \sqrt{\rho_{п}}}{\sqrt[4]{\sigma g (\rho_{ж} - \rho_{п})}} = C \left[ \frac{\rho \sqrt{\sigma g^{-1} (\rho_{ж} - \rho_{п})^{-1}}}{\sigma} \right]^{-0,13}, \quad (4-9)$$

где  $C$  — коэффициент.

Уравнение (4-9) справедливо при

$$\frac{\rho \sqrt{\sigma g^{-1} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})^{-1}}}{\sigma} = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4.$$

Значение коэффициента  $C$  зависит от внутреннего диаметра трубы и толщины пленки конденсата:  $C = 5,65$  для  $d_{\text{вн}} < 20$  мм и  $\bar{\delta} > \delta_{\text{кр}}$ ,  $C = 7,02$  для  $d_{\text{вн}} < 20$  мм,  $\bar{\delta} < \delta_{\text{кр}}$ , а также  $d_{\text{вн}} > 20$  мм,  $\delta_{\text{кр}} > \bar{\delta} < \delta_{\text{кр}}$ .

В системах охлаждения со спутным движением пара и конденсата (см. рис. 1-9,а) естественная циркуляция обеспечивается напором, возникающим за счет разности плотностей жидкого и парообразного теплоносителя в гравитационном поле. Поэтому, как и в системе охлаждения рассмотренного ранее типа, конденсатор должен располагаться выше испарителя.

Для осуществления естественной циркуляции теплоносителя потери давления пара в подъемной трубе  $\Delta P_{\text{пд}}$  и в трубах конденсатора  $\Delta P_{\text{к}}$ , а также потери давления жидкости в опускной трубе  $\Delta P_{\text{оп}}$  должны быть уравновешены повышением уровня жидкости  $H$  в опускной трубе относительно уровня жидкости в испарителе, т. е.

$$Hg (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) = \Delta P_{\text{пд}} + \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{оп}}. \quad (4-10)$$

Уравнение (4-10) не учитывает гидравлическое сопротивление испарителя, т. е. то обстоятельство, что площадь проходных сечений подъемных и опускных труб, а также труб конденсатора значительно меньше проходного сечения испарителя.

Если предположить, что унос жидкости паром из испарителя пренебрежимо мал, то составляющие потерь давления:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{пд}} &= \left( \sum \xi_{\text{пд}} + \xi_{\text{пд}} \frac{l_{\text{пд}}}{d_{\text{пд}}} \right) \frac{\rho_{\text{п}} \bar{w}_{\text{пд}}^2}{2}; \\ \Delta P_{\text{к}} &= \left( \sum \xi_{\text{к}} + \xi_{\text{к}} \frac{l_{\text{к}}}{d_{\text{к}}} \right) \frac{\rho_{\text{п}} \bar{w}_{\text{к}}^2}{2}; \\ \Delta P_{\text{оп}} &= \left( \sum \xi_{\text{оп}} + \xi_{\text{оп}} \frac{l_{\text{оп}}}{d_{\text{оп}}} \right) \frac{\rho_{\text{ж}} \bar{w}_{\text{оп}}^2}{2}. \end{aligned} \quad (4-11)$$

Здесь  $l_{\text{пд}}$ ,  $l_{\text{к}}$  и  $l_{\text{оп}}$  — длины подъемной трубы, труб конденсатора и подводящего участка опускной трубы

соответственно. Символом  $d$  обозначены внутренние диаметры труб.

Значения скоростей, входящих в уравнения (4-11), можно выразить через суммарный тепловой поток, отводимый конденсатором. При этом предполагается, что пар по трубам конденсатора распределяется равномерно, а переохлаждение конденсата пренебрежимо мало, т. е.  $t_{ж} = t_{п} = t_{н}$ . Тогда

$$\bar{w}_{пд} = \frac{4Q}{\pi d_{пд}^2 r \rho_{п}}; \quad \bar{w}_{к} = \frac{4Q}{\pi d_{к}^2 n r \rho_{п}}; \quad \bar{w}_{оп} = \frac{4Q}{\pi d_{оп}^2 r \rho_{ж}}, \quad (4-12)$$

где  $n$  — число труб конденсатора.

Полагая  $\rho_{ж} \gg \rho_{п}$ , с учетом выражений (4-11) и (4-12) из уравнения (4-10) можно получить

$$H = \frac{8Q^2}{\pi^2 r^2 g \rho_{ж} \rho_{п}} \left[ \frac{1}{d_{пд}^4} \left( \sum \zeta_{пд} + \xi_{пд} \frac{l_{пд}}{d_{пд}} \right) + \frac{1}{d_{к}^4 n^2} \left( \sum \zeta_{к} + \xi_{к} \frac{l_{к}}{d_{к}} \right) + \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} d_{оп}^4} \left( \sum \zeta_{оп} + \xi_{оп} \frac{l_{оп}}{d_{оп}} \right) \right]. \quad (4-13)$$

В уравнении (4-13) коэффициенты местных сопротивлений определяются по данным работы [19]. Коэффициенты сопротивления трения рассчитываются для ламинарного режима течения ( $Re < 2300$ ) по уравнению (4-2), для турбулентного ( $5 \cdot 10^3 < Re < 10^5$ ) — по уравнению закона сопротивления Блазиуса [19]:

$$\xi = 0,316 Re^{-0,25}. \quad (4-14)$$

Как видно из уравнения (4-13), величина  $H$  пропорциональна квадрату отводимого теплового потока. Для нормальной работы таких систем охлаждения необходимо, чтобы максимальное значение  $H$  не превышало высоты выходных отверстий нижних труб конденсатора над уровнем жидкости в испарителе  $H_1$  (см. рис. 1-9). Поэтому гидравлические сопротивления трубопроводов таких систем должны быть низкими.

В уравнениях (4-10) и (4-13) полагается, что сток конденсата с высоты  $H_1$  до высоты  $H$  происходит без потерь давления, т. е. для этого участка опускной трубы длиной  $l_{оп}$  выполняется неравенство:

$$\xi_{оп} \frac{l_{оп}}{d_{оп}} \frac{\rho_{ж} \bar{w}_{оп}^2}{2} \ll (H_1 - H) \rho_{ж} g. \quad (4-15)$$

Если считать, что левая часть неравенства (4-15) на порядок меньше правой и  $l_{\text{оп}} = H_1 - H$ , то после деления левой части на правую получим

$$\xi_{\text{оп}} \frac{\bar{\omega}_{\text{оп}}^2}{2gd_{\text{оп}}} \leq 0,1. \quad (4-16)$$

Из неравенства (4-16) при подстановке в него выражений для  $\omega_{\text{оп}}$ , а также  $\xi_{\text{оп}}$  при турбулентном течении можно определить внутренний диаметр опускающей трубы

$$d_{\text{оп}} \geq 1,204 \left( \frac{v_{\text{ж}} Q^7}{g^4 r^7 \rho_{\text{ж}}} \right)^{1/19}.$$

Диаметр подъемной трубы определяется в предположении, что потери давления и коэффициенты гидравлических сопротивлений в подъемной и опускающей трубах одного порядка. Как видно из уравнений (4-11), в этом случае

$$\frac{d_{\text{пл}}}{d_{\text{оп}}} \approx \left( \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^{0,25}.$$

Диаметр и число труб конденсатора определяется из теплового расчета конденсатора. При этом значение скорости пара не должно превышать скорость  $\bar{\omega}_{\text{п.кр}}$ , которая может быть оценена по уравнению (4-7).

#### 4-2. РАСЧЕТ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ПОГРУЖНОЙ ЧАСТИ

Погружная часть рассматриваемых систем охлаждения состоит из некоторого числа СПП, чередующихся с охлаждающими элементами. Каждый СПП может быть снабжен двумя элементами, конфигурация которых обеспечивает интенсивный теплоотвод при кипении на их поверхности диэлектрической жидкости.

Для экспериментального исследования из меди были изготовлены три конструкции охлаждающих элементов (рис. 4-1), характеристики которых приведены в табл. 4-1.

Элементы № 1 и № 3 были выполнены в виде дисков, элемент № 2 — в виде параллелепипеда с

Таблица 4-1

Номер элемента	Площадь поверхности, см <sup>2</sup>	Масса, г	Объем, см <sup>3</sup>
1	71	180	30,7
2	157	260	56,5
3	91	310	53,8

квадратными торцевыми поверхностями. В теле элемента № 2 имелись цилиндрические каналы: 4 канала в одном направлении и 2 — в перпендикулярном направлении.

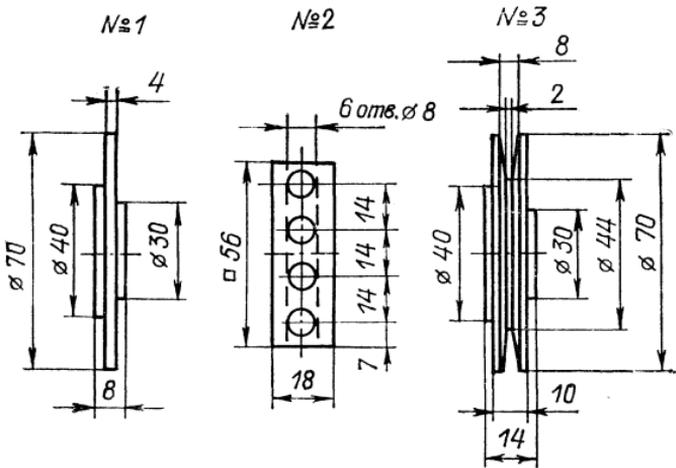


Рис. 4-1. Конструкции охлаждающих элементов

Опыты проводились совместно с силовым диодом типа В500 таблеточной конструкции, имеющем диаметр кремниевого диска 40 мм. Внутреннее установленное тепловое сопротивление диода с учетом контактного сопротивления прибор — элемент составляло: 0,036 К/Вт — с анодной стороны и 0,1 К/Вт — с катодной. Диод устанавливался между двумя охлаждающими элементами и токоподводящими шинами. Сборка сжималась усилием 12 000 Н при помощи специального прижимного устройства и помещалась в бак из нержавеющей стали. Пары жидкости

конденсировались в водоохлаждаемом конденсаторе, расположенном в верхней части бака. Внутренняя полость бака заполнялась фреоном — 113. Хромель-алюмелевыми термопарами диаметром 0,2 мм измерялась температура на поверхности элементов в зоне контактирования с прибором. Две такие же термопары использовались для измерения температуры насыщения фреона-113.

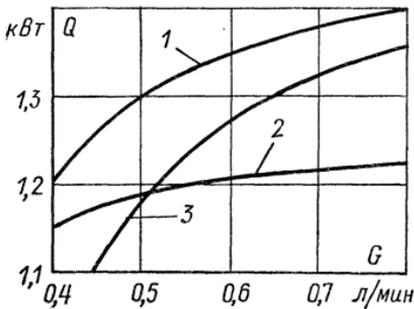


Рис. 4-2. Зависимость теплового потока от расхода воды (номер кривой соответствует номеру охлаждающего элемента)

Тепловой поток, отводимый от СПП, рассчитывался по току и падению напряжения на приборе. Температура кремниевой структуры определялась косвенным способом с использованием в качестве термочувствительного параметра падения напряжения при малом стабилизированном токе через прибор. Максимальная относи-

тельная погрешность определения теплового потока составляла 4%, соответствующая погрешность определения разности температур между кремниевой структурой и жидкостью — 10%.

При проведении опытов элементы № 1 и № 3 прижимались к вентилю торцевой поверхностью диаметром 40 мм. К торцевым поверхностям элементов диаметром 30 мм прижимались токоподводящие шины. Элемент № 2 испытывался при вертикальном расположении четырех каналов.

Опыты выполнялись при различных расходах воды, охлаждающей конденсатор. Температура воды составляла 13°C. Силовая цепь вентиля питалась постоянным током от выпрямителя, собранного по трехфазной мостовой схеме.

Зависимость теплового потока  $Q$  от расхода воды  $G$  через конденсатор при температуре кремниевой структуры  $t_{стр} = 140^\circ\text{C}$  для различных охлаждающих элементов приведена на рис. 4-2. Видно, что наилучший теплоотвод обеспечивает охлаждающий элемент

№ 1, имеющий минимальный объем, массу и площадь поверхности теплообмена с фреоном-113. Это объясняется, очевидно, тем, что в элементе № 1 обеспечиваются наилучшие условия для омывания его поверхности фреоном-113, приводящие к высоким значениям коэффициента теплоотдачи при кипении.

Для охлаждающего элемента № 1 решалась осесимметричная нелинейная задача теплопроводности (рис. 4-3):

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = 0, \quad \vartheta = \vartheta(r, z);$$

$$\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial z} = -q_0, \quad z \in \Gamma_1 \Gamma_3;$$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial n} = -\frac{\alpha(\vartheta)}{\lambda} \vartheta_{\text{пов}}, \quad (r, z) \in \Gamma_1 \Gamma_2;$$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial n} = 0, \quad (r, z) \in \Gamma_2 \cup \Gamma_3,$$

где  $\vartheta = t - t_n$ .

Сложность рассматриваемой задачи делает затруднительным отыскание аналитического решения.

Поэтому использовался метод конечных разностей с реализацией численной задачи на ЭВМ. Система разностных уравнений решалась методом Зейделя.

Расчет теплообмена при кипении для рассматриваемого элемента осложнен некоторыми особенностями. При одновременном существовании нескольких режимов кипения процесс теплообмена реализуется в условиях существенной неизотермичности поверхности. Усложняет картину кипения и наличие узких зазоров между соседними элементами, а также между СПП и элементами. Как отмечалось ранее, каждая из этих особенностей приводит к тому, что кривая кипения изменяется по сравнению с кривой кипения, полученной в большом объеме на изотермической поверхности.

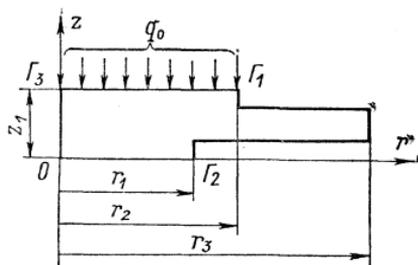


Рис. 4-3. К постановке задачи теплопроводности для охлаждающего элемента

На рис. 4-4 кривые 1—4 аппроксимируют в виде степенных зависимостей опытные данные по теплоотдаче при атмосферном давлении соответственно для входной и внутренней поверхностей щели, для неизотермической и изотермической поверхностей [5, 11]. Результаты расчета элемента, выполненного

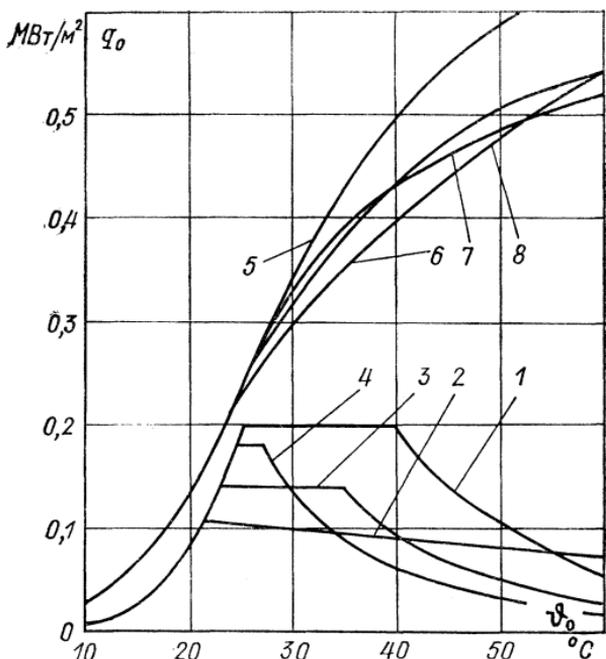


Рис. 4-4. Зависимость плотности теплового потока от температурного напора для охлаждающего элемента

для этих граничных условий и  $\lambda = 350$  Вт/(м·К) на ЭВМ БЭСМ-4М, представлены кривыми 5—8 соответственно. Температурный напор  $\varphi_0$ , отложенный по оси абсцисс на рис. 4-4, определялся в точке на поверхности подвода теплоты, удаленной на расстояние 10 мм от оси элемента.

Как видно из рис. 4-4, граничные условия на результаты расчетов сказываются при  $q_0 > 0,2$  МВт/м<sup>2</sup>. Влияние неизотермичности поверхности и особенностей теплообмена внутри щели незначительно. Плотности теплового потока, рассчитанные с использованием опытных данных о теплоотдаче для участков

поверхности при входе в щель, существенно превышают результаты расчетов с использованием кривой кипения для изотермической поверхности. Максимальное превышение составляет 20%.

Расчет элемента выполнялся также для других температур насыщения фреона-113. В расчетах не учитывалась зона свободной конвекции на поверхности охлаждающего элемента, поскольку она слабо влияет на суммарный тепловой поток. Полагалось, что на поверхности элемента существуют два режима кипения: пузырьковый и переходный. Для пузырькового режима кипения использовалась обобщенная зависимость (3-3) для фреонов, которая учитывает чистоту обработки поверхности. Для экспериментальных охлаждающих элементов высота неровностей поверхности составляла  $R_z = 13$  мкм. Значения первой критической плотности теплового потока  $q_{кр1}$  для фреона-113 при  $R_z = 13$  мкм брались по данным работы [20]. На основании зависимости для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении и значении  $q_{кр1}$  рассчитывался критический температурный напор  $\vartheta_{кр1}$ . Локальный коэффициент теплоотдачи для каждого режима кипения аппроксимировался степенными зависимостями вида:  $\alpha = a\vartheta^n$ , где  $a$  и  $n$  — коэффициенты.

Для пузырькового режима кипения ( $\vartheta \leq \vartheta_{кр1}$ ) принималось  $n = 3$ . В соответствии с результатами, полученными в работе [5], для переходного режима кипения ( $\vartheta > \vartheta_{кр1}$ ) —  $n = -1$ , что соответствовало условию  $q = q_{кр1} = \text{const}$ . Тем самым для этого режима учитывалась интенсификация теплоотдачи в зазорах между охлаждающим элементом и СПП, а также между элементом и шиной, которая обусловлена хорошими условиями омывания жидкостью вертикальных и боковой теплообменных поверхностей элемента. Для различных температур насыщения в табл. 4-2 приведены значения  $a$  и  $\vartheta_{кр1}$ .

На основании результатов решения температурной задачи рассчитывался тепловой поток  $Q$ , отводимый от СПП двумя охлаждающими элементами, в зависимости от перегрева кремниевой структуры  $\vartheta_{стр} = t_{стр} - t_n$ . Сравнение результатов расчета и эксперимента (рис. 4-5) показывает хорошее совпа-

Таблица 4-2

$t_H, ^\circ\text{C}$	$a, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^3),$ при $\vartheta \leq \vartheta_{\text{кр1}}$	$a, \times 10^6 \text{Вт}/\text{м}^2,$ при $\vartheta > \vartheta_{\text{кр1}}$	$\vartheta_{\text{кр1}},$ $^\circ\text{C}$
47,7	1,21	0,176	19,5
60	2,22	0,200	17,3
70	3,72	0,217	15,5
80	6,55	0,234	13,8

дение. При больших тепловых потоках опытные данные не более чем на 30% превышают расчетные.

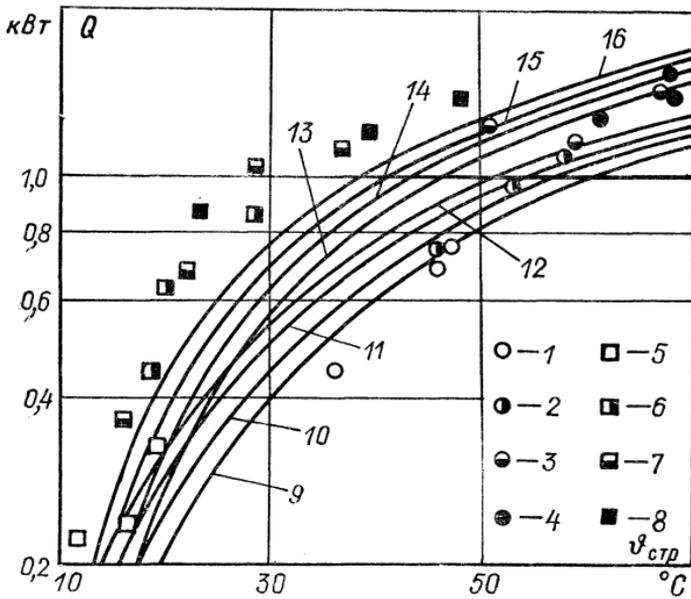


Рис. 4-5. Зависимость теплового потока от перегрева кремниевой структуры

1-8—опытные данные; 9-16—расчетные данные; 1-4, 9-12—вентиль; 5-8, 13-16—вентильный элемент; 1, 5, 9, 13— $t_H = 47,7^\circ\text{C}$ ; 2, 6, 10, 14— $t_H = 60^\circ\text{C}$ ; 3, 7, 11, 15— $t_H = 70^\circ\text{C}$ ; 4, 8, 12, 16— $t_H = 80^\circ\text{C}$

Хорошие диэлектрические свойства фреона-113, его пассивность к кремнию и другим материалам, составляющим конструкцию СПП, создает предпосылки для применения в преобразователях с погружной системой охлаждения непосредственно вентиляльных элементов. Внутреннее тепловое сопротивление

ние вентильного элемента значительно меньше, чем соответствующего СПП, ввиду отсутствия корпуса. В связи с этим для вентильного элемента от диода В500 выполнялись исследования, аналогичные описанным выше. Внутреннее установившееся тепловое сопротивление опытного вентильного элемента составляло: 0,028 К/Вт — с анодной стороны и 0,041 К/Вт — с катодной.

Как видно из рис. 4-5, результаты расчетов несколько хуже согласуются с экспериментальными данными, чем это имело место для вентиля. Причиной этому может служить более интенсивный теплоотвод с поверхности шин, которые имеют более высокую температуру. По сравнению с тепловыми потоками для вентиля потоки вентильного элемента на 30—40% выше.

Выполненные исследования показали, что погружные системы охлаждения СПП обеспечивают интенсивный теплоотвод. При двухстороннем охлаждении обеспечивается ток не менее 600 А для диода типа В500 и не менее 800 А — для соответствующего вентильного элемента.

#### **4-3. ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА**

При отводе теплоты с наружной поверхности конденсатора испарительной системы охлаждения СПП воздухом характерной особенностью является низкая интенсивность теплоотдачи воздуху по сравнению с интенсивностью теплоотдачи при конденсации.

Интенсификация теплопередачи в конденсаторе может осуществляться за счет увеличения скорости воздуха, что ограничено быстро растущими потерями давления, либо за счет оребрения стенки конденсатора, омываемой воздухом. Оребрение позволяет создать компактные поверхности теплообмена, характеризующиеся большим отношением площади поверхности теплообмена к объему. Это достигается при незначительном увеличении массы, так как поверхность оребрения, в 5—15 раз превосходящая несущую поверхность, не подвержена одностороннему давлению, а поэтому ребра можно выполнять из

более тонкого материала, чем, например, стенки труб. При этом возможно создание высокоэффективных поверхностей, основной характеристикой которых является высокое значение отношения теплового потока к мощности, расходуемой на преодоление гидравлического сопротивления.

Причиной высокой эффективности является то, что в самой природе компактных поверхностей заложены свойства, обуславливающие высокий коэффициент теплоотдачи. С одной стороны, сечение каналов компактной поверхности мало, а коэффициент теплоотдачи всегда изменяется пропорционально эквивалентному диаметру канала в отрицательной степени. С другой стороны, наличие криволинейных, прерывистых поверхностей приводит к уменьшению толщины пограничного слоя, его отрыву. Хотя это и вызывает увеличение гидравлического сопротивления, однако небольшое увеличение интенсивности теплоотдачи позволяет снизить скорость потока, что обеспечивает значительное уменьшение гидравлического сопротивления, которое более чувствительно к изменению скорости, чем теплоотдача.

К числу эффективных компактных поверхностей следует отнести пучки труб, обдуваемых поперечным потоком воздуха. Так как на каждой отдельной трубе образуется новый пограничный слой, то коэффициенты теплоотдачи в этом случае намного выше, чем при течении воздуха с той же скоростью внутри труб. Кроме того, коэффициент теплоотдачи для пучка труб значительно выше, чем для одиночной трубы того же диаметра, и с уменьшением диаметра труб в пучке увеличивается. Пучки труб, имеющих на наружной поверхности, омываемой воздухом, оребрение, могут обеспечить интенсивную теплопередачу от конденсирующего пара к воздуху не только при обдуве, но и в условиях свободной конвекции.

В настоящее время налажено производство и успешно эксплуатируются несколько типов оребренных трубных пучков [10, 13]. Трубы в пучке могут быть либо круглыми, либо плоскими. Применение последних имеет в своей основе стремление к снижению аэродинамического сопротивления при повышенных скоростях воздуха. Однако такие трубы мало при-

годны для применения в конденсаторах испарительных систем охлаждения СПП вследствие малой ширины (2,5—3,5 мм). При конденсации внутри них пара может наступить явление «захлебывания», т. е. заполнение всего сечения трубы теплоносителем в жидкой фазе, что вызывает нарушение режима пленочной конденсации.

Для испарительных систем охлаждения наибольший интерес представляют трубные пучки с поперечным оребрением, которое может быть общим для всех труб пучка или выполнено отдельно на каждой трубе.

Разработано много конструкций оребренных труб. Простейшими из них являются трубы с круглыми или квадратными ребрами. Более совершенными являются трубы с непрерывным спиральным оребрением. Оребрение достигается либо путем пластической деформации металла толстостенной трубы-заготовки, либо навивкой ленты с последующей пайкой, сваркой или запрессовкой в спиральной канавке на наружной поверхности трубы. В некоторых случаях ребра делают из гофрированной ленты или разрезными с целью повышения турбулентности воздушного потока. При выполнении ребер из ленты в местах их присоединения к поверхности трубы появляется дополнительное тепловое сопротивление, обуславливающее снижение эффективности оребрения. В трубах, ребра которых получены путем пластической деформации и составляют одно целое со стенкой трубы, какое-либо контактное тепловое сопротивление отсутствует. Коэффициент оребрения таких труб достигает 14.

Широко применяются также трубы с проволочным оребрением. При этом используется проволока диаметром 0,5—0,7 мм, из которой формируются петли, располагающиеся по спирали на наружной поверхности гладкой трубы. Положение петель фиксируется бандажной проволокой и пайкой. Коэффициент оребрения таких труб не превышает 11.

Ввиду сложности определения влияния многих параметров воздушного потока и оребренного пучка на коэффициент теплоотдачи и потери давления не удастся получить универсальные соотношения,

позволяющие определить эти характеристики для любого типоразмера. Поэтому опытные данные представляются в виде уравнений подобия для каждого конкретного пучка.

Таким образом, с учетом имеющихся в литературе сведений по теплообмену и аэродинамике, а также особенностей работы конденсаторов испарительных систем охлаждения СПП наиболее целесообразно применение пучков оребренных круглых труб с накатанными по спирали круглыми ребрами, с проволочным оребрением и со сплошными пластинчатыми ребрами.

Рассмотрим основные положения и последовательность расчета конденсатора для испарительной системы охлаждения. Промежуточным теплоносителем в системе охлаждения является диэлектрическая жидкость, средой окончательного теплосъема с наружной поверхности конденсатора — воздушный поток. Конденсатор представляет собой пучок круглых труб с оребрением на наружной поверхности.

При тепловых расчетах основными уравнениями являются:

уравнение теплового баланса

$$Q = W_{\text{ср}} c_{\text{ср}} (t''_{\text{ср}} - t'_{\text{ср}}); \quad (4-17)$$

уравнение теплопередачи

$$Q = k \Delta \bar{t} F. \quad (4-18)$$

Коэффициент теплопередачи для чистых оребренных труб, отнесенный к ребристой поверхности со стороны воздуха

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}}\right) \frac{F}{F_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ср.пр}}}}. \quad (4-19)$$

В уравнении (4-19) приведенный коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности подсчитывается по формуле

$$\alpha_{\text{ср.пр}} = \frac{1}{F} (\bar{\alpha}_{\text{р}} E_{\text{р}} F_{\text{р}} + \bar{\alpha}_{\text{м}} F_{\text{м}}), \quad (4-20)$$

где  $F = F_{\text{р}} + F_{\text{м}}$  — площадь ребристой поверхности, равная сумме площадей поверхности ребер  $F_{\text{р}}$

(исключая площадь поверхности торцов ребер, которой пренебрегают) и поверхности стенки в промежутках между ребрами  $F_m$ .

Коэффициенты теплоотдачи на поверхности ребер  $\alpha_p$  и на поверхности стенки в промежутках между ребрами  $\alpha_m$  приближенно можно считать одинаковыми, т. е.  $\bar{\alpha}_p = \bar{\alpha}_m = \bar{\alpha}_{cp}$ . Тогда

$$\alpha_{cp-пр} = \frac{\bar{\alpha}_{cp}}{F} (E_p F_p + F_m). \quad (4-21)$$

Коэффициент эффективности ребра наиболее просто выражается для прямого ребра постоянной толщины на плоской поверхности:

$$E_p = \text{th } mh_p / (mh_p), \quad (4-22)$$

где

$$m = \sqrt{\frac{\bar{\alpha}_{cp} u_p}{\lambda \delta_p}}$$

Для тонких плоских ребер

$$m = \sqrt{\frac{2\bar{\alpha}_{cp}}{\lambda \delta_p}}; \quad (4-23)$$

для круглых стержней (проволочное оребрение)

$$m = \sqrt{\frac{4\bar{\alpha}_{cp}}{\lambda d_p}}. \quad (4-24)$$

Для круглых или квадратных ребер с цилиндрическим основанием аналитическое решение достаточно сложно, поэтому на практике пользуются графическими зависимостями для  $E_p$  [19].

При сплошном оребрении трубного пучка высота ребра выбирается равной половине расстояния между наружными поверхностями соседних трубок.

При определении в уравнении (4-18) средней разности температур между промежуточным теплоносителем и окружающим воздухом учитывается постоянство температуры конденсирующегося пара. Выражение для среднелогарифмической разности температур в этом случае имеет вид:

$$\Delta \bar{t} = (t''_{cp} - t'_{cp}) / \ln \frac{t_n - t'_{cp}}{t_n - t''_{cp}}. \quad (4-25)$$

В тех случаях когда температура воздуха вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, среднюю разность температур можно вычислять как среднюю арифметическую:

$$\Delta \bar{t} = t_n - \frac{t'_{cp} + t''_{cp}}{2}. \quad (4-26)$$

Уравнением (4-26) с достаточной точностью можно пользоваться при  $(t_n - t'_{cp})/(t_n - t''_{cp}) < 2$ .

При аэродинамическом расчете определяются полные потери давления при движении воздуха в теплообменнике. Для оребренных пучков полные потери давления могут быть определены по уравнению [10]:

$$\Delta p = \frac{W_{f_{cp}}^2}{2} v'_{cp} \left[ (1 + \gamma^2) \left( \frac{v''_{cp}}{v'_{cp}} - 1 \right) + \varepsilon \frac{F}{f_{св}} \frac{\bar{v}_{cp}}{v'_{cp}} \right], \quad (4-27)$$

где  $W_{f_{cp}} = W_{cp}/f_{св}$  — массовый расход воздуха в минимальном сечении, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $\gamma = f_{св}/f_{фр}$  — отношение минимального свободного сечения  $f_{св}$  к полному поперечному (фронтальному) сечению  $f_{фр}$  теплообменника, омываемого воздухом.

Первый член, стоящий в квадратных скобках уравнения (4-27), учитывает потери давления, обусловленные ускорением потока, а второй член — потери давления, связанные с трением и отрывом пограничного слоя при обтекании поверхности. Потери давления на входе оребренного пучка и на выходе его учитываются коэффициентом трения  $\varepsilon$ .

При расчете потерь давления по уравнению (4-27) необходимо иметь в виду, что коэффициент сопротивления трения  $\xi$ , принятый в отечественной литературе, связан с коэффициентом трения  $\varepsilon$  соотношением:  $\varepsilon = \xi/4$ .

Рассмотрим основные обобщенные экспериментальные зависимости для различных типов оребренных трубных пучков, которые можно использовать при тепловом и аэродинамическом расчете конденсатора.

Для расчета коэффициента теплоотдачи пара  $\alpha_n$ , который входит в выражение (4-19) для коэффициен-

та теплоотдачи, можно рекомендовать зависимости, приведенные выше (см. § 3-3).

Расчет коэффициента теплоотдачи  $\bar{\alpha}_{cp}$  в пучках труб с круглыми и квадратными ребрами, обтекаемых поперечным потоком газа, при значениях  $Re_{жб} = 3 \cdot 10^3 \div 25 \cdot 10^3$  и  $d_{нар}/b = 3 \div 4,8$  выполняется по формуле [19]:

$$\bar{Nu}_{жб} = C Re_{жб}^n (d_{нар}/b)^{-0,54} (h_p/b_p)^{-0,14}. \quad (4-28)$$

Здесь высота ребра  $h_p = 0,5(D_p - d_{нар})$ , где  $D_p$  — диаметр круглого или сторона квадратного ребра.

Значение числа Рейнольдса в уравнении (4-28) рассчитывается по скорости воздуха в узком сечении пучка  $f_{св}$ .

Постоянные  $C$  и  $n$  в уравнении (4-28) зависят от типа трубного пучка и формы ребер.

Для пучков с коридорным расположением труб с круглыми ребрами  $C = 0,104$ , с квадратными ребрами  $C = 0,096$ ; в обоих случаях  $n = 0,72$ .

Для пучков с шахматным расположением труб с круглыми ребрами  $C = 0,223$ , с квадратными ребрами  $C = 0,205$ ; в обоих случаях  $n = 0,65$ .

При расчете теплопередачи через ребристую стенку полученное значение  $\bar{\alpha}_{cp}$  уменьшается на 15% с целью учета неравномерности теплоотдачи по поверхности ребра.

Для расчета теплоотдачи и потерь давления в пучках с шахматным расположением труб с непрерывным спиральным оребрением и со сплошными плоскими ребрами можно воспользоваться результатами работы [10], в которой приведены данные по нескольким типам таких пучков труб. Результаты опытов по теплоотдаче представлены графически в виде зависимости

$$St (Pt)^{2/3} = \psi (Re). \quad (4-29)$$

Числа Стантона и Рейнольдса в уравнении (4-29) подставляются соответственно в виде:

$$St = \bar{\alpha}_{cp} / (c_{cp} W_{fcp}); \quad (4-30)$$

$$Re = 4r_r W_{fcp} / \mu_{cp}, \quad (4-31)$$

где  $r_r = Lf_{св}/F$  — гидравлический радиус, м. Следует иметь в виду, что числа Стантона и Нуссельта связаны соотношением:  $St = Nu/(RePr)$ .

Результаты аэродинамических испытаний представлены в виде зависимости

$$\varepsilon = \psi_1(Re). \quad (4-32)$$

Все физические свойства воздуха определяются при средней температуре потока и среднем давлении в пучке.

Коэффициент теплоотдачи пучков, расположенных в шахматном порядке и состоящих из труб с проволочным оребрением, можно определить по уравнению [13]

$$\bar{Nu}_{жб} = 2,8Re_{жб}^{0,46} (d_{нар}/b)^{-0,6} (b_n/h_p)^{0,36}, \quad (4-33)$$

где  $b$  — шаг витков;  $b_n$  — шаг петель на наружной поверхности трубы, несущей оребрение.

Уравнение (4-33) получено в опытах с воздухом при  $Re = 700 \div 7000$ ,  $b_n/b = 0,101 \div 0,278$ ,  $h_p/b = 0,825 \div 2,5$ ;  $d_{нар}/b = 1,41 \div 2,72$ . Скорость воздуха определялась в минимальном сечении пучка.

В практике встречаются два случая теплового расчета теплообменника конденсатора. При конструировании нового теплообменника могут быть заданы отводимый тепловой поток, температура насыщения промежуточного теплоносителя, объемный или массовый расход воздуха и температура его на входе. Требуется определить поверхность теплообмена конденсатора и его основные размеры. Этот случай расчета носит название конструктивного теплового расчета. В другом случае могут быть определена конструкция и заданы размеры теплообменника, температура насыщения, расход воздуха и его температура; требуется определить допустимый тепловой поток. Такой расчет называется поверочным. Рассмотрим подробнее два случая теплового расчета конденсатора.

При конструктивном тепловом расчете по исходным данным из уравнения теплового баланса (4-17) определяется температура воздуха на выходе теплообменника, а затем из уравнения (4-25) или уравне-

ния (4-26) — средняя разность температур между промежуточным теплоносителем и охлаждающим воздухом.

Перед расчетом коэффициента теплопередачи необходимо задаться конструкцией конденсатора. При этом определяются показатели, характеризующие поверхность в целом: гидравлический радиус  $r_g$ , коэффициент оребрения  $\eta = F/F_c$ , отношение минимального свободного сечения к полному поперечному сечению  $\gamma = f_{св}/f_{фр}$  и отношение полной поверхности теплообмена к объему теплообменника  $\kappa = F/V$ .

При определении коэффициента теплоотдачи в воздухе необходимо задаться значением скорости воздушного потока в минимальном сечении теплообменника, которая обычно лежит в пределах  $\bar{w}_{ср} = 5 \div 20$  м/с. Далее определяется минимальное сечение теплообменника  $f_{св} = G_{ср}/\bar{w}_{ср}$  и полное поперечное сечение его  $f_{фр} = f_{св}/\gamma$ .

После этого проводится компоновка труб в сечении теплообменника, определяется его ширина  $B$  и длина труб  $l = f_{фр}/B$ .

Выбор расчетных формул для определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара внутри труб и в межтрубном пространстве, омываемом воздухом, начинается с вычисления чисел Рейнольдса. При вычислении числа Рейнольдса для пленки конденсата по формуле (3-13) предварительно задается плотность теплового потока на поверхности труб конденсатора, которая обычно лежит в пределах  $(0,5 \div 1,5) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>. Если число Рейнольдса для воздуха определяется по формуле (4-31), то предварительно вычисляется массовый расход воздуха в минимальном свободном сечении теплообменника:

$$W_{f_{ср}} = G_{ср} \rho_{ср} / f_{св}.$$

На основании полученных значений чисел Рейнольдса подбираются соответствующие расчетные соотношения или графические зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи. На стороне, омываемой воздухом, при этом предварительно вычисляются числа  $St$  или  $Nu$  и, кроме того, число  $Eu$  или коэффициент трения  $\epsilon$ , необходимые для определения потерь давления.

Коэффициент эффективности ребер  $E_p$  рассчитывается в зависимости от конструкции ребер по уравнению (4-22) или по соответствующим графическим зависимостям [19]. По уравнению (4-20) или уравнению (4-21) вычисляется приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ср.пр}$  и далее по уравнению (4-19) — коэффициент теплопередачи  $k$ .

Полная площадь  $F$  оребренной поверхности конденсатора определяется из уравнения теплопередачи (4-18), а наружная площадь поверхности труб — как  $F_c = F/\eta$ . На основании полученных результатов вычисляется число труб конденсатора  $n = F_c/(\pi d_{нар} l)$  и уточняется значение плотности теплового потока на поверхности труб конденсатора  $\bar{q} = Q/n$ , которое задавалось при расчете коэффициента теплоотдачи при конденсации пара, кроме того, по уравнениям (4-6) — (4-8) оценивается значение  $\bar{w}_{п.кр}$ , а по уравнениям (4-4) и (4-5) — потери давления пара  $\Delta p_p$ .

После этого определяется объем теплообменника  $V = F/k$  и его длина по ходу воздуха  $L = r_g F / f_{св}$ .

После сравнения результатов теплового расчета конденсатора приступают к его аэродинамическому расчету, т. е. по уравнению (4-27) определяют потери давления  $\Delta p$  в теплообменнике. На основании этого можно определить мощность, необходимую на преодоление сопротивления движению воздуха:

$$N_{сопр} = G_{ср} \Delta p.$$

Если потери давления или нагрев воздуха в конденсаторе заданы, то в случае их превышения при проектировании расчеты необходимо повторить, задавшись другим значением скорости в межтрубном пространстве.

При поверочном расчете целью расчета является выяснение режима работы готового или запроектированного конденсатора. Для определения допустимого теплового потока или необходимого расхода воздуха тепловой расчет требует ряда последовательных приближений.

Задаваясь температурой воздуха на выходе теплообменника, рассчитывается средняя разность температур между промежуточным теплоносителем и воздухом. Далее вычисляется коэффициент теплопере-

дачи, находятся тепловой поток или расход воздуха и проверяется принятое значение температуры на выходе теплообменника. При большем несовпадении принятого и полученного значения температуры на выходе теплообменника необходимо задаться новым значением температуры и повторить расчет.

#### **4-4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С ИСПАРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОГРУЖНОГО ТИПА**

Испарительная система охлаждения погружного типа в настоящее время применяется в преобразователях, которые эксплуатируются на различных промышленных предприятиях, являющихся крупными потребителями постоянного тока, а также на железнодорожном транспорте. Особенно широкое распространение такие системы получили в Японии.

Первые преобразователи с такой системой охлаждения, выпускаемые промышленностью, появились в 1967 г. [27]. Это были выпрямители для электролизных установок. В качестве промежуточного теплоносителя в них использовался фреон-113. Основные технические характеристики выпрямителя: схема выпрямления — трехфазная мостовая, номинальная мощность 1200 кВт, длительный выпрямленный ток 2000 А, выпрямленное напряжение 600 В, частота 50 Гц. В нем применены диоды таблеточной конструкции на ток 800 А и напряжение 3000 В. Преобразователь выполнен в виде шкафа с основанием 1100 × 720 мм и высотой 2700 мм. В верхней половине шкафа располагались СПП с системой охлаждения, в нижней половине — регулировочный трансформатор, устройства защиты, контроля и сигнализации.

В дальнейшем был разработан выпрямитель для электропоездов переменного тока, которые эксплуатируются с 1973 г. [24]. Электрическая схема управляемого выпрямителя электропоезда состоит из пяти полупроводниковых мостов, собранных из диодов на ток 1600 А и напряжение 2500 В и тиристоров на ток 800 А и напряжение 2500 В. В каждом плече моста СПП включены параллельно по два, последовательно—

один. Всего в выпрямителе применено 20 диодов и 20 тиристоров.

Система охлаждения состоит из герметичного бака и конденсатора со встречным движением пара и конденсата (см. рис. 1-9,б). Бак выполнен из нержавеющей стали, герметичность его обеспечивается сваркой. Внутри бака находятся четыре вентиляльных блока, разрядное сопротивление, датчик давления и температурное реле. Все эти детали полностью погружены во фреон-113. Вентильный блок состоит из 10 СПП, чередующихся с охлаждающими элементами, обеспечивающими интенсивный теплоотвод к фреону-113 при кипении. Весь блок сжат усилием 30 кН. Температурное реле, установленное на одном из охлаждающих элементов, предназначено для контроля температуры жидкого фреона. В верхней части бака имеется устройство для сброса давления. В стенках бака выполнены изолированные герметичные выводы для основной и вспомогательной цепей. Конденсатор и бак соединены трубами при помощи сварки.

Выпрямитель и вентилятор монтируются на специальной подвесной панели. Здесь же смонтированы: блок управления, устройство обнаружения неисправностей, предохранители и фильтр переменного тока. Холодный воздух для обдува конденсатора забирается через отверстия в кузове поезда.

Номинальные характеристики выпрямителя:

Мощность, кВт . . . . .	2440
Выпрямленное напряжение, В . . . . .	1400
Выпрямленный ток, А:	
в длительном режиме . . . . .	1740
в течение 8 мин . . . . .	2160
Частота, Гц . . . . .	50/60
Температура окружающего воздуха, °С .	-20 ÷ +40

Конструкция выпрямителя подвергалась различным испытаниям. Прямое падение напряжения и ток утечки измерялись до и после виброиспытаний. Работа выпрямителя под нагрузкой исследовалась при температуре охлаждающего воздуха 20 и 40°С. При одинаковом токе разность между температурой корпусов СПП и температурой насыщения фреона была в первом случае больше, чем во втором. Это объясняется особенностями процессов теплоотдачи при ки-

пении и конденсации при изменении давления внутри системы охлаждения.

Испытания при температуре воздуха 20°C показали, что повышение температуры фреона-113 составляет 25°C при токе 1740 А в длительном режиме и 30°C при токе 2160 А в течение 8 мин.

Выпрямители с погружной системой испарительного охлаждения получили широкое распространение на тяговых подстанциях электрифицированных железных дорог Японии. Отвод теплоты от конденсаторов таких выпрямителей осуществляется при свободной конвекции воздуха. В этом случае практически отпадает необходимость в техническом обслуживании и отсутствуют затраты мощности на охлаждение. Конструкция выпрямителя пожаробезопасна, нетоксична и бесшумна. Это особенно важно для подстанций, расположенных в городских районах. За счет применения диодов на ток 1600 А и напряжение 2500 В выпрямители с погружной системой испарительного охлаждения отличаются высокой надежностью и сравнительно небольшими габаритами и малой массой.

С июня 1973 г. эксплуатируются выпрямители [24] со следующими техническими характеристиками:

Номинальная мощность, кВт:	
в длительном режиме . . . . .	3000
в течение 2 ч . . . . .	3600
в течение 1 мин . . . . .	9000
Номинальное выпрямленное напряжение, В . . . . .	1500
Тип СПП . . . . .	FD 1600-50
Число СПП . . . . .	36
Промежуточный теплоноситель . . . . .	Фреон-113
Максимальная температура окружающего воздуха, °C . . . . .	40

Выпрямитель выполнен по трехфазной мостовой схеме и конструктивно состоит из трех секций. Схема секции и циркуляции промежуточного теплоносителя соответствуют рис. 1-9, а. Каждая секция включает в себя 12 вентилях, составляющих однофазную двухплечевую часть моста. Каждое плечо моста имеет три параллельные ветви по два последовательно включенных СПП. Секции выпрямителя смонтированы в шкафу (рис. 4-6). Каждая секция выпрямителя

имеет бак 4, в котором расположены СПП, и конденсатор 2. Верхняя часть шкафа 1, в которой расположены конденсаторы, выполнена полуоткрытой и хорошо вентилируемой. В нижней закрытой части расположены баки секций и шины 3.

В дальнейшем был разработан стандартный ряд выпрямителей с погружной системой испарительного охлаждения

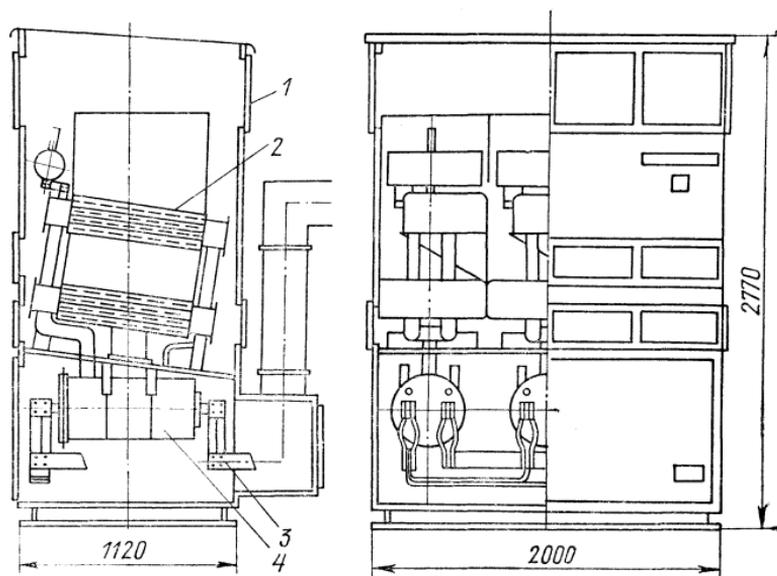


Рис. 4-6. Выпрямитель с погружной системой испарительного охлаждения и свободной конвекцией воздуха

охлаждения [29]. В каждом выпрямителе в качестве структурного элемента используется секция. Учитывая высокую надежность СПП, конструкция секции сделана совершенно герметичной за счет применения пайки и сварки. Секция состоит из бака, в котором расположен блок СПП в виде столба, и конденсатора.

Конструкция стандартного выпрямителя приведена на рис. 4-7, основные габаритные размеры и масса для различных мощностей и напряжений сведены в табл. 4-3 [29]. Выпрямитель в зависимости от схемы соединений и мощности может состоять из трех или шести секций 1, которые крепятся на основании 2. Снаружи корпуса имеются шины постоянного тока 3

и переменного тока 4 Болтами 5 выпрямитель за основание крепится к фундаменту.

Для контроля температуры жидкого фреона в каждой секции установлен измеритель температуры. Если в результате чрезмерной нагрузки или снижения эффективности охлаждения температура жидкого фреона превысит допустимую, включается схема ава-

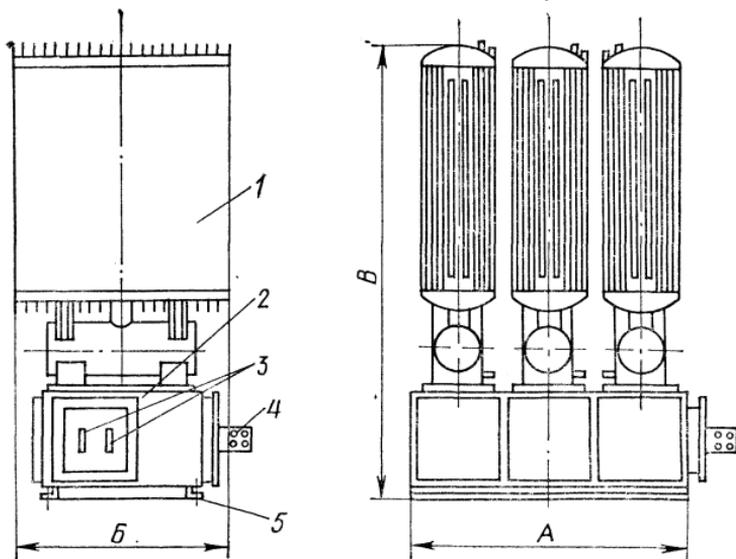


Рис. 4-7. Выпрямитель стандартного ряда с испарительным охлаждением

рийного сигнала. Предусмотрена также защита, срабатывающая при недопустимом повышении температуры охлаждающих элементов и при возникновении утечки фреона. В соответствии со стандартом на малые резервуары, работающие под давлением, в каждой секции устанавливается защитный клапан, срабатывающий при превышении предельно допустимого значения давления.

Тепловым испытаниям [29] подвергался выпрямитель на напряжение 1500 В и мощностью 3000 кВт (табл. 4-4). Исходя из результатов испытаний, можно предположить, что даже в случае, когда температура окружающей среды достигнет максимально допустимой, т. е. 40°С, температура поверхности бака

Таблица 4-3

Номинальное напряжение, В	Выходная мощность, кВт	Масса, кг	Основные габариты, м			Объем выпрямителя, м <sup>3</sup>
			А	Б	В	
1500	2000	1000	1,7	1,1	2,4	4,48
	3000	2000	1,7	1,3	2,4	5,3
	4000	2500	1,7	1,5	2,4	6,12
	6000	4000	3,5	1,3	2,4	10,92
750	1000	1600	1,7	1,0	2,4	4,08
	1500	1700	1,7	1,0	2,4	4,08
	2000	2000	1,7	1,3	2,4	5,31
	3000	3400	3,5	1,1	2,4	9,24
600	750	1600	1,7	1,0	2,4	4,08
	1000	1700	1,7	1,0	2,4	4,08
	1500	2000	1,7	1,3	2,4	5,31
	2000	3400	3,5	1,1	2,4	9,24

Таблица 4-4

Место измерения температуры	Температура, °С	
	Непрерывная работа при 100%-ной нагрузке	Работа в течение 2 часов при 150%-ной нагрузке
Верх конденсатора	29,5	41
Низ конденсатора	30	42
Конденсатор (пар)	35	50
Бак (фреон)	35	50
Верхняя часть бака	29,5	43
Вход конденсатора (воздух)	11,5	12

и конденсатора не будет превышать 70°C. При температуре окружающего воздуха 20°C температура секций выпрямителя не превышает 40°C — при 100%-ной нагрузке и 50°C — при 150%-ной нагрузке.

Таким образом, система охлаждения выпрямителей обеспечивает нормальный температурный режим СПП. Выпрямители с испарительной системой охлаждения имеют значительно лучшие массу и габариты, чем выпрямители, например, с масляной системой охлаждения (табл. 4-5).

Таблица 4-5

Относительная характеристика	Система охлаждения	
	масляная	испарительная
Площадь поверхности теплообмена	1,0	0,55
Объем		0,5
Масса		0,4

## ГЛАВА ПЯТАЯ

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ТИПА ДВУХФАЗНЫЙ ТЕРМОСИФОН

#### 5-1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ И КОНСТРУКЦИИ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Основные принципы разработки индивидуальных охлаждающих устройств с промежуточным теплоносителем вытекают из условий обеспечения максимальной теплопередающей способности и надежности и сводятся к следующему.

1. Испаритель, омываемый кипящим теплоносителем, должен иметь развитую поверхность теплообмена, которая выполняется таким образом, чтобы

обеспечить беспрепятственное удаление пузырьков пара и исключить запаривание поверхности. При этом должно обеспечиваться хорошее омывание поверхности теплообмена теплоносителем в жидкой фазе.

2. Расположение труб конденсатора должно обеспечивать беспрепятственный сток конденсата. При этом наклон труб к горизонту не должен быть меньше  $10^\circ$

3. Исходя из условия компактности конденсатора диаметр труб должен быть минимальным и обеспечивать их изотермичность. Последнее достигается при минимальных потерях давления по ходу пара и за счет исключения образования жидкостных пробок.

4. Поверхность конденсатора, омываемая охлаждающим воздухом, должна быть достаточно развитой, компактной и эффективной. Толщина ребер и расстояние между ними для обдуваемых потоком воздуха конденсаторов должны быть оптимальными.

5. СПП должен быть вынесен за пределы воздушного потока, что позволит при наличии в воздухе пыли и влаги избежать их попадания на прибор и, следовательно, исключить увеличение токов утечки по его боковой поверхности.

6. Конструкция охладителя при минимальной массе должна быть прочной и обеспечивать герметичность внутренней полости.

Наружное оребрение конденсатора может быть выполнено в виде прямоугольных, квадратных, круглых или штыревых ребер. Конденсатор возможно также собрать из труб с проволочным или спиральным накатанным оребрением, выпускаемых отечественной промышленностью [13]. Теплопередающая способность охладителя во многом зависит от способа закрепления ребер на трубах. При плохом контакте ребра с трубой, некачественной пайке теплопередача существенно снижается.

Закрепление ребер на трубах является наиболее трудоемкой операцией при изготовлении охладителей. Применяют несколько способов: пайку в электрических печах или в индуктивных нагревателях и механическое закрепление ребра за счет расширения трубки. При пайке ребра и трубы предварительно лудят на толщину 0,02—0,03 мм. Применение в кон-

денсаторах труб со спиральными накатанными ребрами, изготовленными по специальной технологии, позволяет ликвидировать эту трудоемкую операцию пайки.

Ряд заводов в стране, которые выпускают электроэнергетическое оборудование, изготавливают для воздухо- и газоохладителей трубы с проволочным оребрением. Такое оребрение выполняется следующим об-

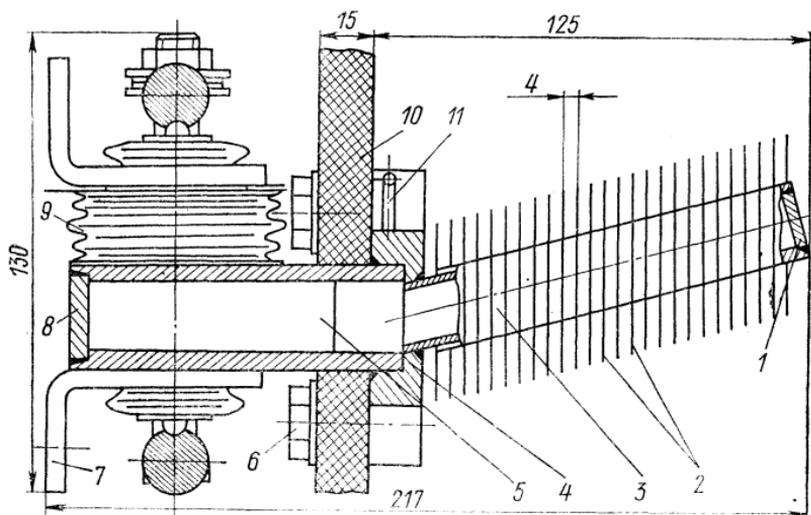
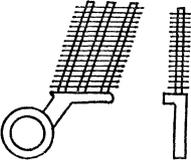
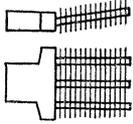
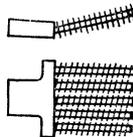
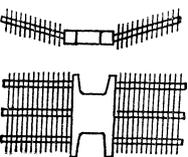


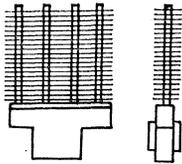
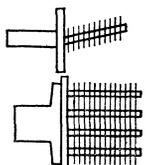
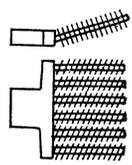
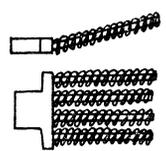
Рис. 5-1. Охладитель типа двухфазный термосифон для таблеточных СПП

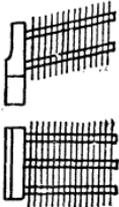
разом. Предварительно изготовленная из медной проволоки спираль на специальном станке наматывается на латунную или медную трубу. При намотке внутрь спирали вкладывается проволока, играющая роль стягивающего бандажа, и проволочный мягкий припой. Затем по трубе пропускают импульс тока, который вызывает плавление припоя. После остывания между трубой и проволочной спиралью возникает надежный механический и термический контакт.

Материал для изготовления испарителей, труб и оребрения выбирается в зависимости от назначения охладителя. Испаритель следует изготавливать из меди или алюминия. С медными испарителями можно использовать латунные или медные трубы.

На рис. 5-1 показан опытный образец охладителя типа двухфазный термосифон для таблеточных СПП

Номер конст-рукции	Внешний вид охладителя	Масса охладителя, кг			Объем охлаждаемой части (конденсатора), $\times 10^{-3} \text{ м}^3$	Конструктивные особенности внутренней полости охладителя; размеры, мм	Площадь поверхности теплообмена в зоне кипения, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$		Площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Площадь наружной поверхности конденсатора, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Конструктивные особенности конденсатора; размеры, мм	Коэффициент оребрения конденсатора	Способ охлаждения конденсатора
		2,00	2,25	0,84			12,28	24,12					
I		2,00	2,25	0,84	Ромбовидные шипы; $4 \times 4 \times 17$	12,28	24,12	634	Пластинчатое оребрение с перфорацией; $d_{\text{нар}} = 19$ ; $d_{\text{вн}} = 17$ ; $S_1 = 37$	21	Принудительное; вертикальным и горизонтальным потоками воздуха		
II		1,50	1,40	0,73	Щелевые каналы; $8 \times 18 \times 50$	9,05	17,14	339	Пластинчатое оребрение; $d_{\text{нар}} = 16$ ; $d_{\text{вн}} = 15$ ; $S_1 = 44$	14,2	Принудительное; вертикальным потоком воздуха		
III		3,86	3,84	1,23	Щелевые каналы; $8 \times 20 \times 65$	15,95	24,87	476	Пластинчатое оребрение; $d_{\text{нар}} = 16$ ; $d_{\text{вн}} = 14$ ; $S_1 = 38$	17,3	То же		
IV		2,9	3,15	1,34	То же	15,95	31,85	743	Пластинчатое оребрение; $d_{\text{нар}} = 16$ ; $d_{\text{вн}} = 15$ ; $S_1 = 22$	20,6	»		

Номер конструкции	Внешний вид охладителя	Масса охладителя, кг	Объем охладителя, $\times 10^{-3} \text{ м}^3$	Объем охлаждаемой части (конденсатора), $\times 10^{-3} \text{ м}^3$	Конструктивные особенности внутренней полости охладителя; размеры, мм	Площадь поверхности теплообмена в зоне кипения, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Площадь наружной поверхности конденсатора, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Конструктивные особенности конденсатора; размеры, мм	Коэффициент оребрения конденсатора	Способ охлаждения конденсатора
V		6,10	2,07	1,23	Щелевые каналы; $12 \times 23 \times 14$	25,6	28,13	530	Пластинчатое оребрение; $d_{\text{нар}} = 22$ ; $d_{\text{вн}} = 14$ ; $S_1 = 50$	12,1	Принудительное; горизонтальным потоком воздуха
VI		2,10	1,58	0,42	Цилиндрические каналы; $d_{\text{вн}} = 16$ ; $l_{\text{к}} = 50$	7,5	17,2	116	Накатанные ребра: $d_{\text{нар}} = 14$ ; $d_{\text{вн}} = 10$ ; $D_{\text{р}} = 24$ ; $S = 32$	4,5	Принудительное; вертикальным потоком воздуха
VII		2,20	1,58	0,42	То же	7,5	20,7	139	Накатанные ребра; $d_{\text{нар}} = 14$ ; $d_{\text{вн}} = 10$ ; $D_{\text{р}} = 24$ ; $S_1 = 26$	4,5	То же
VIII		1,66	2,11	1,46	»	7,5	24,1	216	Проволочное оребрение; $d_{\text{нар}} = 12$ ; $d_{\text{вн}} = 10$ ; $D_{\text{р}} = 30$ ; $S_1 = 36$	8,0	Естественное

Номер конструкции	Внешний вид охладителя	Масса охладителя, кг	Объем охладителя, $\times 10^{-3} \text{ м}^3$	Объем охлаждаемой части (конденсатора), $\times 10^{-3} \text{ м}^3$	Конструктивные особенности внутренней полости охладителя; размеры, мм
IX		2,13	2,47	1,41	Щелевые каналы; $8 \times 18 \times 50$

с диаметром кремниевого диода 40 мм, предназначенный для работы в условиях обдува конденсатора вертикальным потоком воздуха. Охладитель представляет собой полу герметичную конструкцию, внутренняя полость которой заполнена теплоносителем. Охладитель состоит из медного испарителя 5, к которому припаяны латунная трубная доска 4 и донышко 8. В трубную доску впаяны три латунные трубы 3 с заглушками 1. На наружной поверхности труб припоем ПОС-61 напаяны сплошные ребра 2, которые вместе с трубами образуют конденсатор охладителя. Для вакуумирования охладителя и заполнения его теплоносителем в трубную зону впаяна трубка 11. В полупроводниковом преобразователе охладитель крепится к электрической панели 10 из стеклотекстолита при помощи болтов 6. Таблеточный СПП 9 и шины 7 прижимаются к испарителю охладителя при помощи шпилек и траверс с изоляторами.

Охладитель работает в испарительно-конденсационном режиме. При включении тока теплота, выделяемая в полупроводниковой структуре, передается в

Площадь поверхности теплообмена в зоне кипения, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Площадь поверхности теплообмена в зоне конденсации, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Площадь наружной поверхности конденсатора, $\times 10^{-3} \text{ м}^2$	Конструктивные особенности конденсатора; размеры, мм	Коэффициент оребрения конденсатора	Способ охлаждения конденсатора
9,05	26,6	389	Пластинчатое оребрение; $d_{\text{нар}} = 16$ ; $d_{\text{вн}} = 14$ ; $S_1 = 40$ ; $S_2 = 40$	9,5	Естественное

испаритель, где вызывает кипение жидкости. Пары поступают в трубы конденсатора и конденсируются за счет отбора теплоты при обдуве конденсатора воздухом. Конденсат по наклонным трубам возвращается в испаритель. Характеристика некоторых опытных образцов охладителей приведена в табл. 5-1.

## 5-2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Разработка индивидуальных охлаждающих устройств с промежуточным двухфазным теплоносителем для силовых кремниевых диодов и тиристоров на токи 500 А и выше требует детального изучения протекающих в них теплофизических процессов. Главным образом это относится к процессам кипения и конденсации теплоносителя внутри охлаждающего устройства и теплоотдаче воздуху оребренной наружной поверхности конденсатора.

В большинстве случаев данные, лежащие в основе теплового расчета теплообменных устройств с изменением агрегатного состояния теплоносителей (ки-

пение и конденсация), ограничены условиями эксперимента (кипение на изотермической поверхности, кипение в большом объеме, конденсация на наружной поверхности трубы и т. д.). Конкретные данные о теплообмене в ограниченном объеме при совместном кипении и конденсации теплоносителя в литературе ограничены.

Целью экспериментальных исследований являлось определение влияния скорости и температуры охлаждающего воздуха, теплофизических свойств теплоносителей и степени заполнения устройства теплоносителем на теплопередающую способность экспериментальных конструкций индивидуальных охлаждающих устройств с промежуточным двухфазным теплоносителем в различных режимах работы полупроводниковых приборов.

При испытаниях охладитель в сборе с СПП помещался в аэродинамическую трубу разомкнутого типа, представляющую собой длинный канал квадратного сечения ( $200 \times 200$  мм). При необходимости в рабочем участке трубы можно было получить вертикальный и горизонтальный потоки воздуха. На входе в аэродинамическую трубу был установлен электрический нагреватель, обеспечивавший нагрев воздуха, который прокачивался вентилятором типа Ц4-70 № 4. Изменение расхода воздуха осуществлялось дросселированием потока при помощи заслонки. Силовая цепь СПП с испытуемым охладителем питалась постоянным током от выпрямителя с понижающим трансформатором и реостатами.

Измерение скорости воздуха в аэродинамической трубе производилось пневмометрической трубкой, которая устанавливалась в рабочем участке трубы и была снабжена устройством, позволяющим перемещать ее в любую точку поперечного сечения трубы. Потери давления в охладителе определялись с помощью двух зондов статического давления, установленных в сечениях трубы до и после места установки охладителя. Микроманометры типа ММН использовались совместно с пневмометрической трубкой и зондами статического давления. Температура воздуха на входе и выходе из рабочего участка трубы измерялась ртутными термометрами с ценой деления  $0,1^\circ\text{C}$ .

Для измерения термо-э. д. с. термопар использовался потенциометр типа ПП-63, а также автоматический потенциометр.

Перед вакуумированием и заполнением теплоносителем охладитель проверялся на герметичность, его внутренняя полость обезжиривалась. Вакуумирование производилось в течение двух часов, и во внутреннюю полость вводилось определенное количество теплоносителя. После этого пережимался и опаивался конец медной трубки охладителя, через которую производилось вакуумирование и заполнение.

Температура вентильного элемента при одностороннем охлаждении контролировалась по показаниям термопары, установленной в СПП со стороны катода в непосредственной близости от кремниевого диска. Температура насыщения теплоносителя измерялась с помощью термопары, установленной в тонкостенной трубке диаметром 2 мм и впаянной во внутреннюю полость охладителя. Давление во внутренней полости определялось по температуре насыщения для данного теплоносителя и сравнивалось с показаниями мановакуумметра. При проведении основной серии опытов мановакуумметр отключался.

Отдельные опытные охладители подвергались подробному термометрированию. При испытаниях остальных конструкций контролировались лишь температуры вентильного элемента и насыщения теплоносителя. Материал термопар — хромель-алюмель, диаметр электродов 0,2 мм.

Серия опытов с каждым из исследованных теплоносителей проводилась в следующем порядке. С помощью заслонки на напорном патрубке вентилятора устанавливалась определенная скорость воздуха в рабочем участке аэродинамической трубы. Скорость воздуха в месте установки пневмометрической трубки определялась по формуле

$$\bar{w}_{\text{ср}} = K_{\text{T}} \sqrt{2\rho_{\text{д}}/\rho_{\text{ср}}},$$

где  $K_{\text{T}}$  — коэффициент пневмометрической трубки;  $\rho_{\text{д}}$  — видимое динамическое давление. Все сечение канала было условно разбито на 9 участков. Средняя скорость воздуха в канале определялась следующим

образом:

$$\bar{\omega}_{\text{кан}} = \sum_{i=1}^9 \omega_{\text{ср}i} F_i / \sum_{i=1}^9 F_i,$$

где  $\bar{\omega}_{\text{ср}i}$  — скорость воздуха в центре каждого участка;  $F_i$  — площадь участка.

За расчетную скорость при обработке опытных данных принималась скорость воздуха в межреберном пространстве охлаждающего устройства  $\bar{\omega}_{\text{ср}} = \bar{\omega}_{\text{кан}}/\gamma$ .

После установки определенной скорости воздуха в межреберном пространстве конденсатора  $\bar{\omega}_{\text{ср}}$  с помощью регулятора напряжения в цепи нагревателя устанавливалась заданная температура на входе в конденсатор охладителя и на СПП подавался силовой ток. При фиксированном значении скорости и температуры воздуха устанавливалось последовательно 6—8 режимов работы полупроводникового прибора в интервале температур вентильного элемента 70—140°C. Каждый последующий режим отличался от предыдущего значения температуры вентильного элемента на 15—20 К в порядке возрастания или убывания температуры.

Все измерения производились в стационарном режиме, который контролировался по показаниям автоматического потенциометра. Измерялись следующие величины: ток в силовой цепи, падение напряжения на СПП, термо-э. д. с. термопар, температура холодных спаев термопар, температура воздуха на входе и выходе из рабочего участка аэродинамической трубы, температура воздуха в помещении, перепад давлений в пневмометрической трубке, статическое давление на входе и выходе из конденсатора.

В каждой серии опытов температура воздуха на входе в рабочий участок аэродинамической трубы при определенной скорости  $\bar{\omega}_{\text{ср}}$  устанавливалась равной 20, 30 и 40°C. Скорость воздуха  $\bar{\omega}_{\text{ср}}$  изменялась в пределах 3÷25 м/с.

В качестве теплоносителей использовались следующие жидкости: вода, 30%-ный раствор хлористого кальция в воде, 40%-ный водный раствор антифриза ТОСОЛ-40, фреон-113, фреон-30, жидкости МДЗФ и ФЭП-12-2, смесь 80% фреона-113 и 20% МДЗФ, пер-

фтордибутиловый эфир. После проведения очередной серии экспериментов вскрывалась трубка для заполнения охлаждающего устройства, теплоноситель удалялся и внутренняя полость промывалась фреоном-113. После этого охладитель заполнялся очередным теплоносителем согласно описанной выше методике.

Как и в испытаниях охладителей для водяного охлаждения СПП, сводился тепловой баланс для всей установки. Обработке подвергались параметры лишь тех режимов, для которых невязка в тепловом балансе не превышала 4%.

### **5-3. ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ОХЛАДИТЕЛЕЙ**

Теплопередающая способность двухфазных термосифонов при работе с СПП определялась на опытных охладителях, конструктивные особенности которых приведены в табл. 5-1. Все испарители охладителей были изготовлены из меди. Развитие поверхности в зоне кипения осуществлялось введением шипов, щелевых или цилиндрических каналов. При изготовлении конденсатора использовались медные и латунные трубки со сплошным, проволочным и накатанным оребрением. Охладители испытывались с СПП таблеточного типа, изготавливаемыми заводом «Электровыпрямитель» (г. Саранск).

Влияние рода жидкости, используемой в качестве промежуточного теплоносителя, исследовалось на охладителе с пластинчатым оребрением конденсатора (см. табл. 5-1, конструкция II). В табл. 5-2 показаны результаты сравнительного анализа теплопередающей способности опытного охладителя типа двухфазный термосифон при заполнении его различными теплоносителями. Данные соответствуют двум режимам охлаждения диода В500 и тиристора Т500 при скорости воздуха в живом сечении конденсатора 6 и 12 м/с и температуре на входе 40°C. Теплопередающая способность охладителя, заполненного фреоном-113, принята за 100%. Все результаты получены при оптимальном заполнении охладителя теплоносителями.

Таблица 5-2

Промежуточный теплоноситель	Теплопередающая способность, %, охладителя			
	диода	тиристора	диода	тиристора
	при скорости воздуха между ребрами конденсатора, м/с			
	6		12	
Дистиллированная вода	146	151	147,4	152
30%-ный водный раствор хлористого кальция	140	145	140,9	146,1
40%-ный водный раствор антифриза ТОСОЛ	96	97	96	97,2
50%-ный водный раствор этиленгликоля	114,3	117	115	117,4
Фреон-113	100	100	100	100
Фреон-30	122,3	127	124	128,4
МДЗФ	117	119,4	117,3	121
Перфтордибутиловый эфир	79	72	79,4	70,8
ФЭП-12-2	80,7	85	81	81,7
Смесь фреона-113 и жидкости МДЗФ (80 + 20) %	100	100	100	100

Как видно из табл. 5-2, наибольшей теплопередающей способностью обладает охладитель при заполнении его внутренней полости дистиллированной водой. При использовании 30%-ного водного раствора хлористого кальция теплопередающая способность несколько снижается. Еще меньше теплоты от СПП отводит охладитель, заполненный 50%-ным водным раствором этиленгликоля. Из синтетических жидких диэлектриков лучшие результаты дают фреон-30 и жидкость МДЗФ.

Как известно, при температуре 0°C вода замерзает. Водные растворы хлористого кальция имеют более низкую температуру замерзания. Однако они обладают коррозионными свойствами по отношению к некоторым металлам и сплавам, и поэтому их использование в качестве теплоносителей в охладителях требует длительной проверки.

С целью проверки работоспособности охладителя (конструкция II) при отрицательных температурах наружного воздуха он помещался в морозильную камеру при  $t = -40^{\circ}\text{C}$  на 2 ч. При этом внутренняя полость охладителя была заполнена на 30% водой. Затем, после выдержки при комнатной температуре,

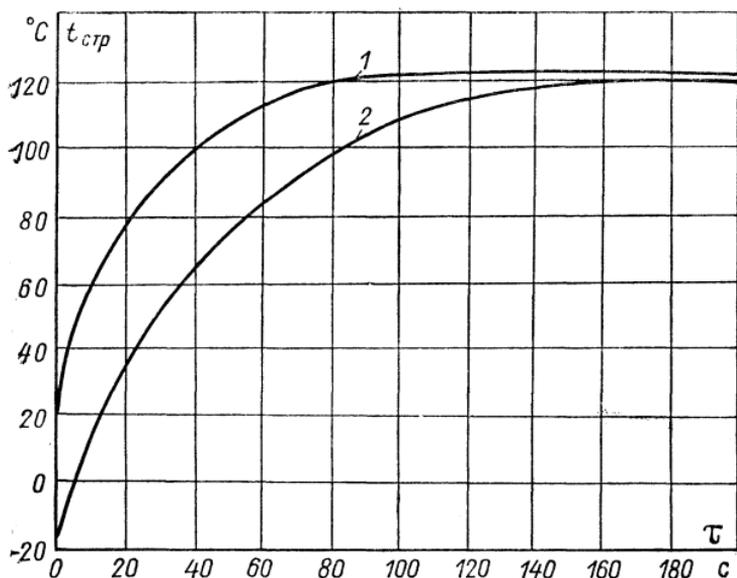


Рис. 5-2. Нагрев кремниевой структуры тиристора Т500 с двухфазными термосифонами при различных начальных температурах  
 1 —  $t_{нач} = 20^{\circ}\text{C}$ ; 2 —  $t_{нач} = -15^{\circ}\text{C}$

проверялась герметичность конструкции. Замораживание теплоносителя проводилось при различных положениях охладителя: рабочем, конденсатором вверх, конденсатором вниз и в положении на боку. Результаты испытаний показали, что замораживание теплоносителя не приводит к нарушению герметичности охладителя.

Работоспособность этого же охладителя проверялась и под нагрузкой. Охлажденный совместно с тиристором Т500 до температуры  $-15^{\circ}\text{C}$  охладитель устанавливался в аэродинамической трубе и обдувался вертикальным потоком воздуха с температурой  $20^{\circ}\text{C}$  при включенном силовом токе. Зависимость

Таблица 5-3

Номер конструкции охладителя	Способ охлаждения	Теплопередающая способность, кВт, охладителя					
		диола	тиристора	диола	тиристора	диола	тиристора
		при скорости воздуха между ребрами конденсатора, м/с					
		6		12		18	
I	Односторонний, со стороны анода	—	0,74	—	0,95	—	—
II			0,72		0,9		
III		1,0	0,82	1,12	0,93	1,21	1,01
IV		0,92	0,75	1,14	0,97	1,28	1,05
IV	Двухсторонний	1,26	1,07	1,52	1,3	1,67	1,43
V	Односторонний, со стороны анода	—	0,81	—	0,97	—	1,04
V	Двухсторонний	—	1,32	—	1,65	—	1,76
VII	Односторонний	0,96	—	1,2	—	1,7	—
VIII	Двухсторонний	1,47	—	2,0	—	2,3	—

Таблица 5-4

Номер конструкции охладителя	Способ охлаждения	Теплопередающая способность, Вт, охладителя	
		диола В500	тиристора Т500
VIII	Односторонний, со стороны анода	250	195
VIII	Двухсторонний	345	230
VIII	Двухсторонний, в канале	400	315
IX	Односторонний, со стороны анода	350	290

температуры кремниевой структуры от времени нагрева тиристора постоянным током при мощности потерь в тиристоре 1160 Вт и скорости воздуха между ребрами конденсатора 12 м/с для начальных температур охладителя  $+20$  и  $-15^{\circ}\text{C}$  приведены на рис. 5-2. Обе

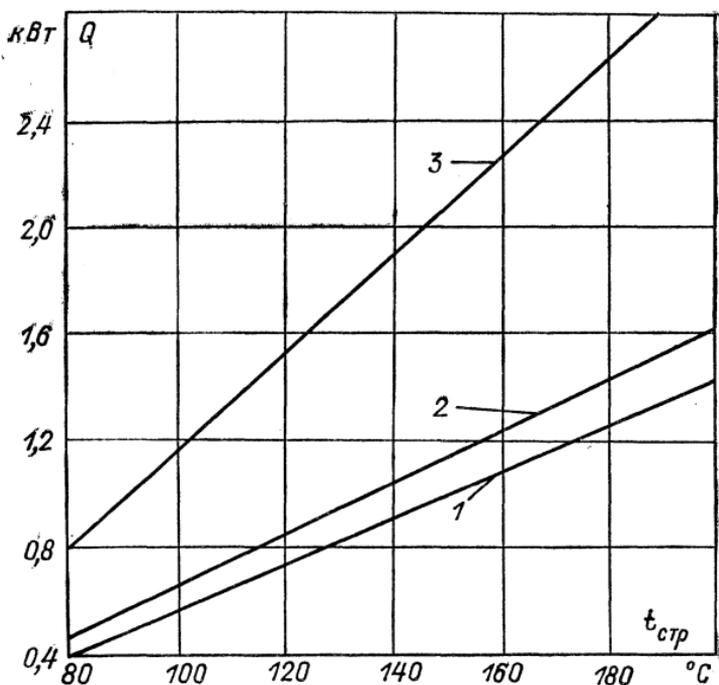


Рис. 5-3. Зависимость теплового потока от температуры кремниевой структуры для диода В1600 при  $t_{стр} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $\bar{w}_{стр} = 30$  м/с и  $G_{стр} = 0,2$  м<sup>3</sup>/с  
1 — охладитель со стороны катода; 2 — охладитель со стороны анода; 3 — двухстороннее охлаждение

кривые имеют одинаковый характер, температура кремниевого диска монотонно возрастает.

Дальнейшие исследования теплопередающей способности опытных образцов охладителей проводились при использовании в качестве промежуточного теплоносителя дистиллированной воды. Основные результаты испытаний приведены в табл. 5-3 и 5-4. Испытания проводились при температуре воздуха на входе в конденсатор  $40^{\circ}\text{C}$  с диодом В500 и тиристором Т500. Внутренние тепловые сопротивления диода и

тиристора составляли:  $R_{пр. а} = 0,05$  К/Вт,  $R_{пр. к} = 0,15$  К/Вт. Охладитель для горизонтального потока воздуха (конструкция V) испытывался с тиристором T800 ( $R_{пр. а} = 0,045$  К/Вт;  $R_{пр. к} = 0,06$  К/Вт), а охладитель с конденсатором, изготовленным из 6 труб с накатанным оребрением (конструкция VII), — с диодом В1600 ( $R_{пр. а} = 0,03$  К/Вт;  $R_{пр. к} = 0,035$  К/Вт). Данные, полученные при испытании охладителя с диодом В1600, приведены на рис. 5-3. В табл. 5-4 даны результаты, полученные при естественном воздушном охлаждении СПП с помощью охладителей двух типов (см. табл. 5-1, конструкции VIII и IX). Численные значения теплопередающей способности охладителей, указанные в табл. 5-3 и 5-4, соответствуют максимально допустимой температуре полупроводниковой структуры:  $125^{\circ}\text{C}$  — для тиристорov T500 и T800,  $140^{\circ}\text{C}$  — для диода В500. По данным табл. 5-3 и 5-4, используя формулы из первой главы, можно рассчитать общее установившееся тепловое сопротивление системы СПП — охладитель и установившееся тепловое сопротивление охладителя. В табл. 5-5 приведены данные об аэродинамическом сопротивлении опытных образцов охладителей.

Таблица 5-5

Номер конструкции охладителя	Сопротивление охладителей, Па, при скорости воздуха между ребрами конденсатора, м/с				
	4	8	12	16	20
I	10	30	65	125	170
II	10	20	50	80	140
III	10	25	60	115	160
IV	10	30	65	130	180
V	10	25	55	85	145
VI	10	20	55	115	150
VII	10	25	60	120	165

При неправильном заполнении охладителя испарительно-конденсационный цикл промежуточного теплоносителя происходит в условиях ухудшенного вакуума. Оказавшийся во внутренней полости воздух

скапливается в верхней части конденсатора и уменьшает поверхность, на которой происходит конденсация паров теплоносителя. Теплопередающая способность такого охладителя снижается.

Исследование работы охладителя (см. табл. 5-1, конструкция III) в условиях ухудшенного вакуума во внутренней полости выполнялось при скорости воздуха между ребрами 12 м/с и температуре 40°C. Давление во внутренней полости охладителя перед заполнением теплоносителем контролировалось вакуумметром. Откачивание воздуха производилось вакуумным насосом ВН-461М, который обеспечивал остаточное давление 133 Па. Этому давлению соответствуют результаты исследования теплопередающей способности охладителя, представленные в табл. 5-3.

Как видно из рис. 5-4, теплопередающая способность охладителя сильно зависит от начального давления воздуха во внутренней полости перед заполнением теплоносителем. Увеличение давления от 133 Па до атмосферного при  $t_{\text{стр}} = 140^\circ\text{C}$  приводит к снижению теплового потока от 1125 Вт до 460 Вт. При этом наиболее резкое снижение отводимого теплового потока наблюдается при давлениях до 0,05 МПа.

Кроме того, проводились испытания охладителя без теплоносителя с разгерметизированной внутренней полостью. Результаты этих опытов совпали с данными, полученными при наличии теплоносителя в охладителе и начальном давлении, равном атмосферному. Это указывает на то, что в последнем случае наличие теплоносителя не сказывается на теплопередающей способности охладителя, а перенос теплоты осуществляется за счет теплопроводности элементов охладителя.

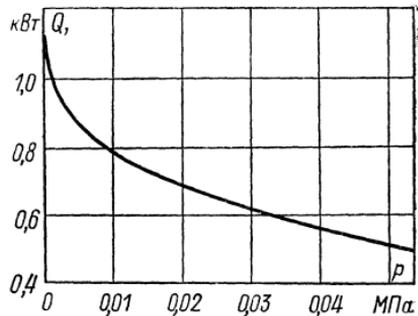


Рис. 5-4. Влияние начального давления воздуха в охладителе на его теплопередающую способность при  $t_{\text{стр}} = 140^\circ\text{C}$ ,  $t'_{\text{ср}} = 40^\circ\text{C}$  и  $\bar{w}_{\text{ср}} = 12$  м/с

Таким образом, наличие воздуха во внутренней полости в значительной мере влияет на теплопередающую способность охладителя. Поэтому при заполнении охладителя теплоносителем необходимо особое внимание уделять тщательному вакуумированию его внутренней полости, а при эксплуатации не допускать разгерметизации.

#### **5-4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ОХЛАДИТЕЛЯХ**

Экспериментальное исследование теплообмена при кипении и конденсации в охладителях проводилось путем визуального наблюдения за процессами и подробным термометрированием испарителя и конденсатора. В зависимости от вида используемой жидкости в качестве промежуточного теплоносителя во внутренней полости охладителя устанавливалось различное давление. При обдуве конденсатора воздухом с температурой  $40^{\circ}\text{C}$  и при максимальной температуре полупроводниковой структуры охлаждаемого СПП, равной  $140^{\circ}\text{C}$ , температура насыщения различных теплоносителей лежала в пределах  $75\text{—}95^{\circ}\text{C}$ . Для фреона-113 и фреона-30 этим температурам соответствует давление, намного превышающее атмосферное, а для воды — ниже атмосферного.

При работе охладителей на воде наблюдались все характерные для кипения при пониженных давлениях явления. Визуально в испарителе были видны три режима теплообмена: режим свободной конвекции, режим неразвитого пузырькового кипения, режим развитого пузырькового кипения. Режим свободной конвекции затягивался в область более высоких температурных напоров, которые при атмосферном давлении соответствуют развитому кипению. Неразвитый режим пузырькового кипения характеризовался нерегулярным образованием отдельных паровых пузырей, гидравлическими ударами, сопровождаемыми шумовыми эффектами, мощными выбросами жидкости в конденсатор, колебаниями температуры внутренней поверхности испарителя. Построение кривой кипения при уменьшении и увеличении тепловой нагрузки показывало явление теплового ги-

стерезиса. При тепловых нагрузках в месте подвода теплоты  $\bar{q}=300$  кВт/м<sup>2</sup> процесс кипения стабилизировался и визуально не отличался от обычного пузырькового кипения.

Визуальное наблюдение процессов кипения и конденсации в охладителе типа двухфазный термосифон проводилось на модели, конденсатор которой был изготовлен из стеклянных труб. В медном испарителе

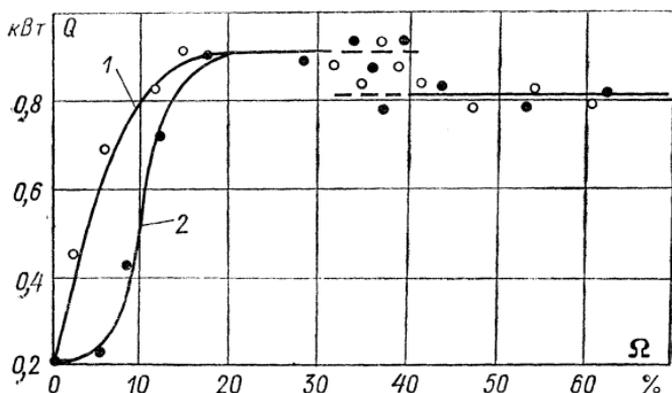


Рис. 5-5. Зависимость теплопередающей способности охладителя от степени его заполнения водой

модели имелись окна, закрытые стеклами. Расположение окон было выбрано таким образом, чтобы просматривалась вся внутренняя полость испарителя.

На рис. 5-5 представлен график зависимости теплопередающей способности охладителя (см. табл. 5-1, конструкция II) от количества теплоносителя в полости. Кривая 1 соответствует установке СПП на нижнюю плоскость испарителя, кривая 2 — на верхнюю. В качестве теплоносителя использовалась вода, температура кремниевое диска поддерживалась постоянной, равной 125°С.

Согласно экспериментальным данным, оптимальным заполнением для охлаждающих устройств подобной конструкции будет заполнение на 20—30% объема их внутренней полости. При увеличении  $\Omega$  от 0 до 20% теплопередающая способность охлаждающего устройства возрастает. Характер зависимости  $Q = \dot{f}(\Omega)$  при этом определяется положением

теплоотдающей поверхности в полости испарителя. При оптимальном заполнении теплопередающая способность не зависит от положения теплоотдающей поверхности, так как вся полость испарителя заполняется парожидкостной эмульсией, чем обеспечиваются одинаковые условия смачивания стенок испарителя.

Избыточное заполнение при  $\Omega > 40\%$  приводит к снижению теплопередающей способности охлаждающего устройства на 12—15%. В этом случае происходит забрасывание части жидкого теплоносителя в трубы конденсатора и образование жидкостных пробок, препятствующих движению пара и выключающих из работы часть поверхности конденсатора. Термометрирование поверхности труб конденсатора показало значительную неизотермичность как по оси, так и по образующей по сравнению с работой при оптимальном заполнении, что привело к снижению средней температуры поверхности на 3—4°C.

На рис. 5-6 показано температурное поле испарителя натурального образца охладителя (см. табл. 5-1, конструкция VI) для таблеточных СПП. Конденсатор охладителя был изготовлен из медных труб с накатанным оребрением. Результаты были получены с диодом В500, который располагался снизу испарителя. При увеличении температуры полупроводниковой структуры выше температуры окружающего воздуха ( $\vartheta_{\text{стр}} = t_{\text{стр}} - t'_{\text{ср}}$ ) на 100°C отводимая мощность составляла 845 Вт. Термометрирование охладителя подтвердило данные визуального наблюдения. Для испарителя характерна высокая неравномерность нагрева, достигающая в поперечном сечении 23°C. Максимальный температурный напор в зоне кипения составлял 29,4°C. В качестве промежуточного теплоносителя использовалась вода. Данные, приведенные на рис. 5-6, соответствуют температуре насыщения воды 78°C.

Кроме термометрирования, был выполнен расчет температурных полей испарителя со щелевыми каналами. В процессе расчета испаритель представлялся в виде ребристого элемента. Влияние ребер учитывалось приведенным коэффициентом теплоотдачи, рассчитанным на основании одномерных решений

для прямого одичочного ребра, на поверхности которого происходит кипение [16], и с использованием кривых кипения на изотермической поверхности в большом объеме [8, 15]. Задача теплопроводности с нелинейными граничными условиями решалась

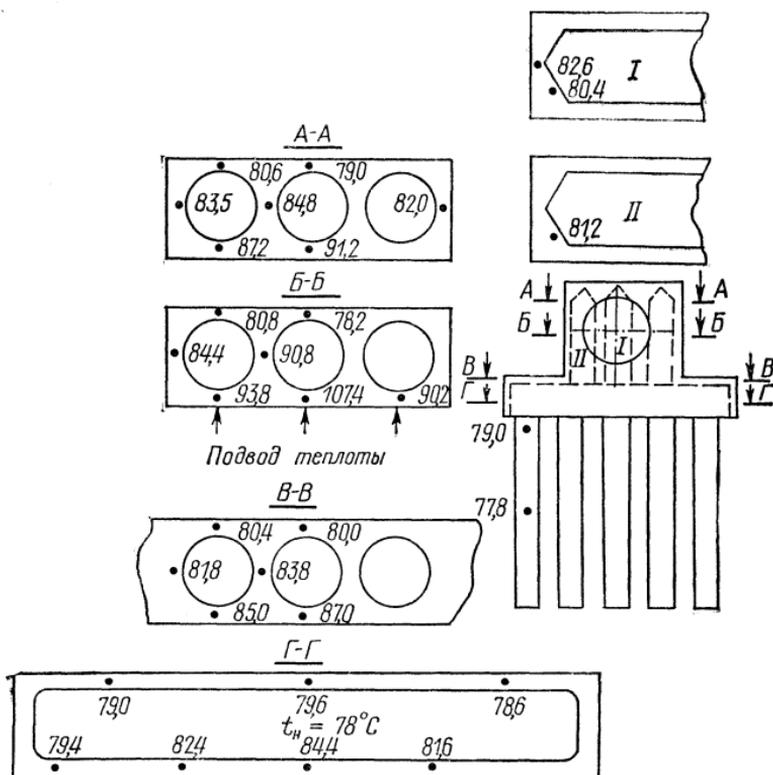


Рис. 5-6. Температурное поле испарителя охладителя конструкции VI

методом последовательных приближений на сетке резисторов.

Сравнение результатов расчета с опытными данными показано на рис. 5-7. Значение температурного напора, отложенного по оси абсцисс, определялось для точки элемента, в которой была заделана термомпара.

При работе с водой в режиме максимальной тепловой нагрузки совпадение результатов расчета и эксперимента хорошее. Для этанола и фреона-113 в

этой области эксперимент дает несколько заниженные результаты по сравнению с расчетными.

Плотность теплового потока в конденсаторах экспериментальных охладителей, отнесенная к внутренней поверхности трубок, в опытах составляла 15—36 кВт/м<sup>2</sup>. Стеkanie пленки конденсата относилось к ламинарной доволновой области течения. Средние значения коэффициентов теплоотдачи при

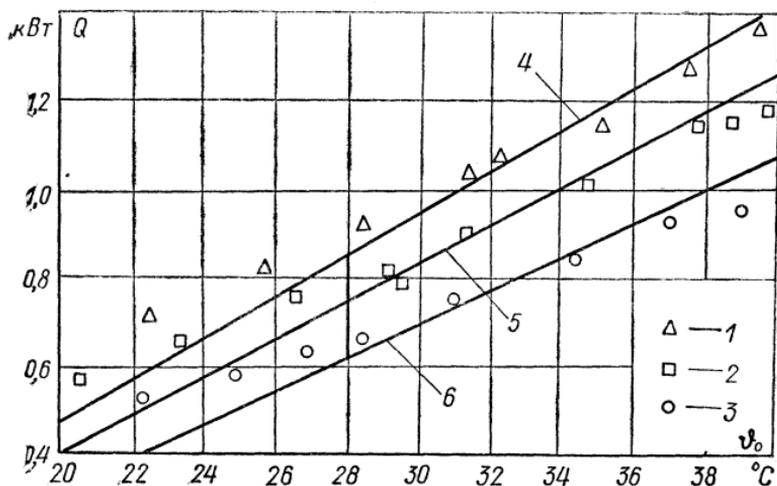


Рис. 5-7. Сопоставление расчетных (4—6) и экспериментальных (1—3) данных по теплообмену при кипении в охладителях ( $t_H = 78^\circ\text{C}$ )

1, 4—для воды; 2—5—для этанола; 3, 6—для фреона-113

конденсации пара в трубах оказались на 30—35% ниже рассчитанных по формуле Нуссельта и примерно на 10% ниже результатов, полученных при исследовании двухфазного термосифона длиной 1 м [1]. Такое снижение коэффициента теплоотдачи можно объяснить в основном влиянием влажности пара, которая определяется расстоянием от зеркала испарения до поверхности конденсации и длиной трубок конденсатора. Эти размеры для экспериментальных охладителей значительно меньше, чем у двухфазного термосифона, исследованного в работе [1]. В охладителях типа двухфазный термосифон транспортная зона, характерная для простейших конструкций термосифонов, отсутствует, а длина трубок конденсато-

ра, определяемая условиями вибропрочности, не превышает 0,12—0,15 м.

Опытные данные по теплоотдаче при конденсации обобщались на основе теории термодинамического подобия:

$$\bar{\alpha} = 3 \cdot 10^4 \frac{p_{кр}^{5/4}}{T_{кр}^{1/4} M^{2/3}} \bar{q}^{-1/3} l^{-1/4} (p/p_{кр})^{0,2} (\sin \varphi)^{1/4}. \quad (5-1)$$

Относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи при конденсации не превышала 7% — при больших тепловых нагрузках и 16% — при малых.

### 5-5. МЕТОД ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Для упрощения теплового расчета охладителей введены допущения, не искажающие общей физической картины процесса переноса теплоты при охлаждении СПП.

1. Плотность теплового потока в месте контакта СПП с испарителем охладителя равномерна.

2. Коэффициенты теплоотдачи охлаждающему воздуху и при конденсации промежуточного теплоносителя одинаковы по всем соответствующим поверхностям конденсатора.

3. Температура по длине труб конденсатора постоянна.

Исходные данные для расчета.

1. Тип СПП, допустимая температура полупроводниковой структуры  $t_{стр. макс}$ , значения установившихся тепловых сопротивлений СПП с учетом контакта с анодом  $R_{пр. а}$  и с катодом  $R_{пр. к}$ , потери энергии в полупроводниковой структуре.

2. Способ охлаждения СПП: одностороннее со стороны анода или катода, двухстороннее, охлаждение блока (модуля).

3. Материал охладителя и его теплофизические характеристики.

4. Тип промежуточного теплоносителя и его теплофизические характеристики.

5. Способ охлаждения конденсатора охладителя: естественное, принудительное.

6. Тип наружной поверхности конденсатора и ориентация его трубок (вертикальная или наклонная под заданным углом к горизонтальной плоскости).

7. Расход или скорость воздуха, его температура и теплофизические характеристики.

Конечными целями расчета могут быть:

а) определение конструктивных размеров охладителя, обеспечивающего необходимый теплоотвод при заданных параметрах охлаждающего воздуха;

б) определение конструктивных размеров оптимального по массе или по объему охладителя.

Расчет испарителя и конденсатора выполняется раздельно. Как наиболее общий случай ниже рассматривается расчет охладителя, работающего в вентильном блоке.

### Расчет испарителя

1. Выбирается возможная конструкция испарителя.

2. Формулируется краевая задача стационарной теплопроводности. Учитывая значительную неравномерность нагрева испарителя (см. рис. 5-6), задачу целесообразно рассматривать в трехмерной постановке. Например, для элемента испарителя, показанного на рис. 5-8, основное дифференциальное уравнение имеет вид:

$$\frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial z^2} + \frac{q_v(x, y, z)}{\lambda} = 0,$$

где  $q_v$  — плотность внутренних тепловыделений, обусловленных током, проходящим через испаритель.

Граничные условия краевой задачи даны на этом же рисунке.

3. Находятся численные значения параметров, входящих в граничные условия. Для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении можно использовать формулу (3-2), если охладитель работает на воде.

Для фреонов следует применять формулу (3-3), а для других синтетических жидких диэлектриков — (3-5).

Коэффициент теплоотдачи от вертикальных поверхностей испарителя воздуху необходимо рассчи-

тывать на основе уравнений подобия, известных из теории свободноконвективного теплообмена:

$$\overline{Nu} = 0,63 (Gr_h Pr)^{0,25}, \quad (5-2)$$

где  $h$  — высота боковой поверхности испарителя.

При оценке плотностей тепловых потоков расчет следует вести применительно к площади фактического контакта СПП с испарителем.

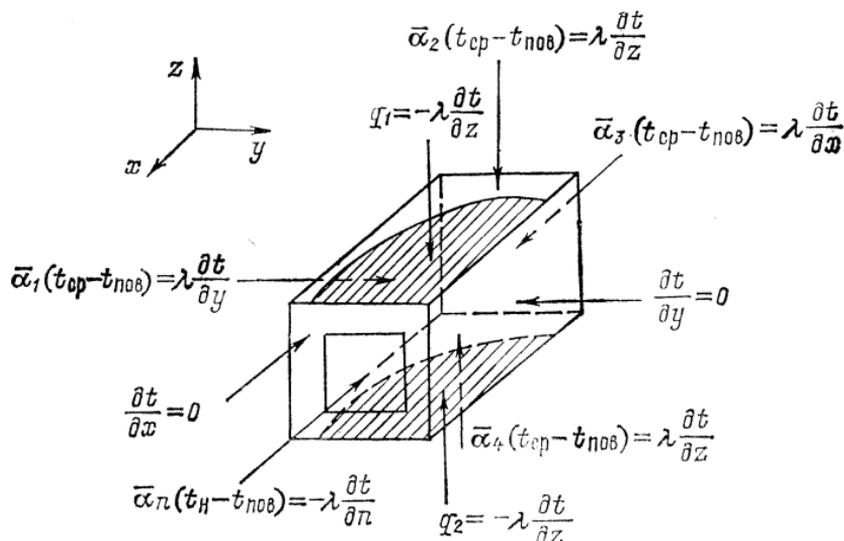


Рис. 5-8. Постановка задачи теплопроводности для испарителя охладителя

4. Рассчитывают максимально допустимые температуры наружных поверхностей испарителя в местах контакта с СПП:

$$t_{o.a} = t_{стр} - Q_a R_{пр.а}; \quad t_{o.к} = t_{стр} - Q_k R_{пр.к}.$$

5. Исходная краевая задача теплопроводности заменяется разностной.

6. В результате решения полученной системы уравнений находится максимально возможная температура насыщения  $t_n$  для данной конструкции испарителя. Расчет ведется методом последовательных приближений. Расчетное значение  $t_o$  находится по формуле

$$t_o = \sum_{i=1}^n t_i F_i / F_a (к),$$

где  $F_{a(k)}$  — площадь фактического контакта анода (катода) СПП с испарителем;  $\sum_{i=1}^n F_i = F_{a(k)}$ .

Конец вычислений определяется условием:  $t_o = t_{o, a(k)}$ .

7. По формуле (3-7) находится первая критическая плотность теплового потока, соответствующая полученному значению  $t_n$ .

8. Проверяется условие  $\bar{q} < q_{кр 1}$ , где  $\bar{q}$  — средняя плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности испарителя.

9. Если  $\bar{q} \geq q_{кр 1}$ , поверхность внутренней полости испарителя увеличивается и цикл повторяется. При этом необходимо учитывать, что диаметр (ширина) канала в испарителе не должен быть меньше отрывного диаметра пузыря при соответствующих давлениях и температурах насыщения используемых теплоносителей.

10. Если  $\bar{q} < q_{кр 1}$ , определяются окончательные размеры испарителя, его масса и объем.

#### Расчет конденсатора

Расчет конденсатора двухфазного термосифона выполняется аналогично расчету конденсатора систем охлаждения СПП погружного типа. При этом последовательно проводят следующие действия.

1. Выбирается диаметр и длина труб, тип оребрения наружной поверхности, размеры ребра и шага между ребрами.

2. По формуле (4-5) определяется падение давления по длине трубок. При больших  $\Delta p$  увеличивается диаметр трубок или уменьшается их длина. Допустимая неизотермичность конденсатора, вызываемая падением давления, составляет 2—3°C.

3. Рассчитывается средняя плотность теплового потока на внутренней поверхности трубок.

4. По формулам (4-6) — (4-9) находятся критические скорости пара, при которых возможно явление «захлебывания» труб конденсатора.

5. При  $\bar{\omega}_n > \bar{\omega}_{п.кр}$  уточняется диаметр труб и их длина.

6. По формуле (5-1) рассчитывается коэффициент теплоотдачи при конденсации пара.

7. По заданной скорости воздуха определяется его расход и нагрев в конденсаторе.

8. По формулам (4-28), (4-29) и (4-33) рассчитывается коэффициент теплоотдачи от наружной по-

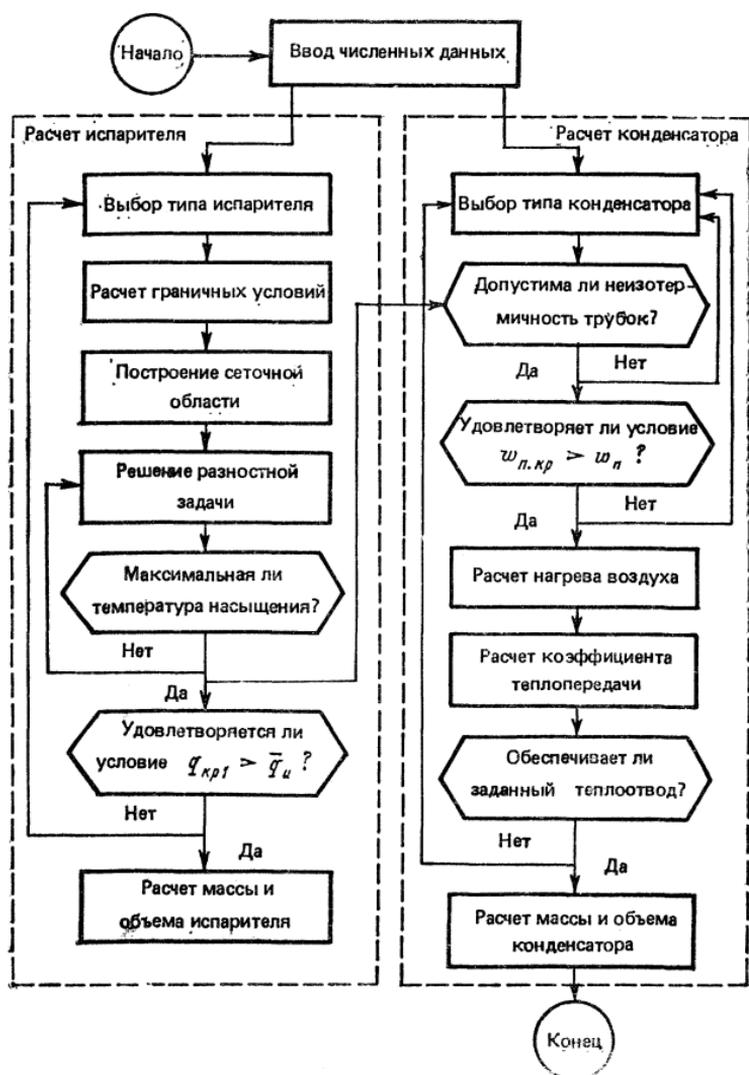


Рис. 5-9. Структурная схема программы теплового расчета охладителей

верхности конденсатора к воздуху. При естественной конвекции воздуха следует использовать уравнение (5-2), а суммарный коэффициент теплоотдачи находится с учетом лучистой составляющей теплообмена.

9. Рассчитывается приведенный коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности конденсатора к воздуху.

10. По формуле (4-19) рассчитывается коэффициент теплопередачи а по формулам (4-25) или (4-26) — температурный напор.

11. Определяется по формуле (4-18) количество теплоты, отдаваемое воздуху  $Q_{\text{ср}}$ .

12. Проверяется условие  $Q = Q_{\text{ср}}$ , и при необходимости расчет повторяется.

13. Определяются масса конденсатора и показатели, характеризующие его поверхность.

Расчет оптимальных по массе и объему индивидуальных охладителей типа «двухфазный термосифон» выполняется по методу, изложенному выше. На основании сравнения результатов расчетов каждого из рассмотренных вариантов находится оптимальная конструкция. Предлагаемый метод теплового расчета охладителей типа «двухфазный термосифон» выполняется методом последовательного приближения и может быть реализован только с применением ЭВМ. Структурная схема программы, реализующей этот метод, показана на рис. 5-9.

#### **5-6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ТИПА ДВУХФАЗНЫЙ ТЕРМОСИФОН**

Охладители типа «двухфазный термосифон» представляют собой полые конструкции. По этой причине даже в тех случаях, когда они изготовлены полностью из меди, масса их оказывается гораздо меньше, чем у цельнометаллических охладителей из алюминиевых сплавов, обеспечивающих такой же ток. Небольшие размеры охладителей типа «двухфазный термосифон» достигаются за счет применения компактной наружной поверхности в конденсаторах. Однако главным достоинством таких охладителей является возможность создания на их основе блоков (модулей) в различных компоновках.

На рис. 5-10 схематично показаны возможные варианты блоков, составленных на базе СПП таблеточной конструкции и охладителей типа «двухфазный термосифон». Отвод теплоты обеспечивается при об-

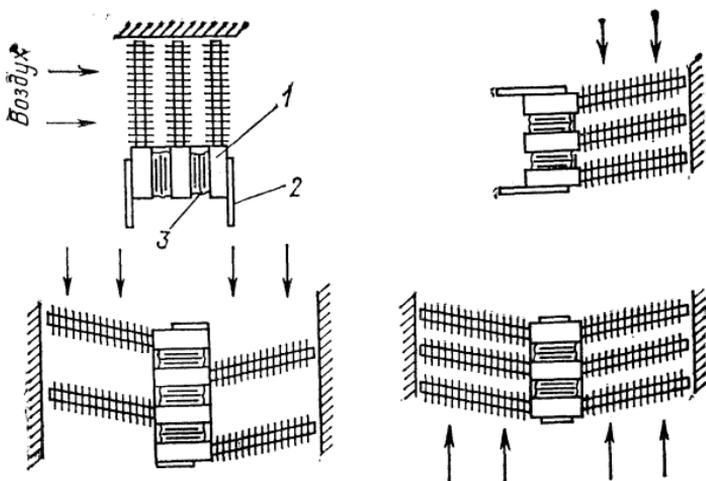


Рис. 5-10. Компоновка блоков с таблеточными СПП и охладителями типа двухфазный термосифон для принудительного воздушного охлаждения

1 — охладитель; 2 — шина; 3 — СПП

Рис. 5-11. Характеристики единичных систем тиристор — охладитель для естественного воздушного охлаждения

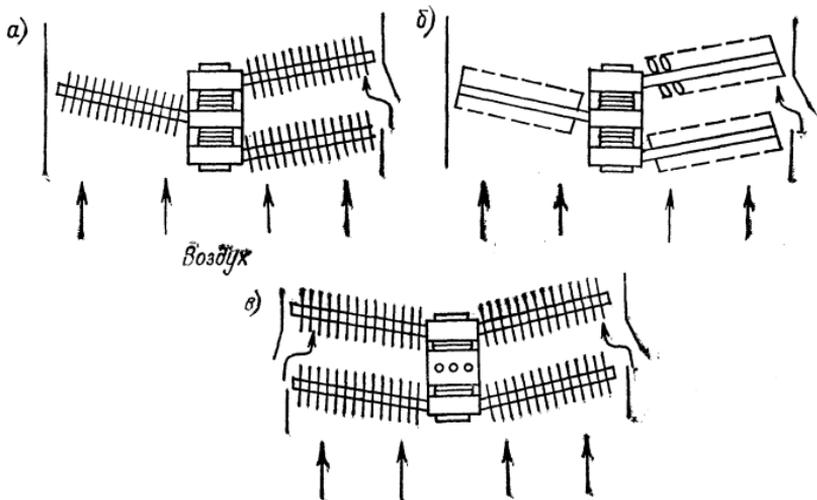
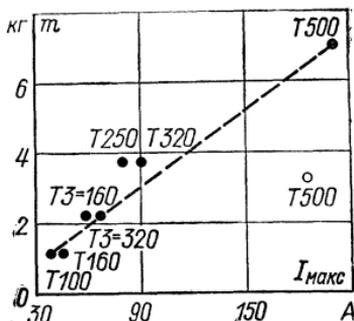


Рис. 5-12. Блоки с охладителями типа двухфазный термосифон для естественного воздушного охлаждения

дуве конденсаторов горизонтальным или вертикальным потоком воздуха.

Особенно эффективно двухфазные термосифоны могут быть использованы для охлаждения СПП в условиях естественного движения воздуха. Изменение массы единичных систем тиристор — охладитель для естественного воздушного охлаждения в зависимости от допустимого тока показаны на рис. 5-11. Здесь же (светлая точка) показана масса охладителей при одностороннем охлаждении тиристора Т500 термосифонами конструкции IX (см. табл. 5-1).

Таблица 5-6

Характеристика	Значение характеристики блока, представленного на рисунке		
	5-12, а	5-12, б	5-12, в
Габариты, м	0,432× ×0,202×0,132	0,448× ×0,19×0,13	0,432× ×0,202×0,432
Объем $V$ , × 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup>	11,6	11,1	37,7
Масса охладителей $m$ , кг	5,3	4,7	7,5
Площадь поверхности $F$ конденсатора, охлаждаемая воздухом, м <sup>2</sup>	0,93	0,66	1,86
Максимальные параметры:			
мощность потерь $Q$ в лимитирующем диоде, кВт	0,4	0,3	0,6
ток $I_{\text{макс}}$ в лимитирующем диоде при последовательном включении СПП, А	250	200	350
ток $I_{\text{макс}}$ блока при параллельном включении диодов В500, А	500	400	700
Относительные параметры:			
$V/(2Q)$ , × 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кВт	14,5	18,5	31,2
$m(2Q)$ , кг/кВт	6,62	7,83	6,25
$V/I$ , × 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /кА	23,2	27,7	53,8
$m/I$ , кг/кА	10,6	11,7	10,7

Охладители типа «двухфазный термосифон» для работы в условиях естественной конвекции могут иметь конденсатор, изготовленный из труб с проволочным или пластинчатым оребрением. Такие охладители позволяют также собирать блоки (рис. 5-12). Характеристики блоков с диодами В500 приведены в табл. 5-6.

Таким образом, достоинствами охладителей типа двухфазный термосифон являются: высокая теплопередающая способность, небольшая масса и габариты, возможность на их основе компоновать блоки для принудительного и естественного воздушного охлаждения, возможность выноса СПП из воздушного потока.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев С. П. Исследование процессов кипения и конденсации в теплопередающем элементе.— ИЖТ, 1972, т. 22, № 6.
2. Безродный М. К., Белойван А. И. Исследование максимальной теплопередающей способности замкнутых двухфазных термосифонов.— ИФЖ, 1976, т. 30, № 4.
3. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник.— Л.: Машиностроение, 1976.
4. Васильев Л. Л. Тепловые трубы и их применение в технике.— ИФЖ, 1976, т. 31, № 5.
5. Закономерности теплообмена при кипении жидкости на оребренной стенке/С. А. Ковалев, В. Д. Гешеле, Д. Я. Дервянко, И. И. Долгинцев.— ТВТ, 1976, т. 14, № 3.
6. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах.— М.: Машиностроение, 1972.
7. Коздоба Л. А. Электрическое моделирование явлений тепло- и массопереноса.— М.: Энергия, 1972.
8. Кутателадзе С. С., Мамонтова Н. Н. Исследование критических тепловых потоков при кипении жидкостей в большом объеме в условиях пониженных давлений.— ИФЖ, 1967, т. 12, № 2.
9. Кутателадзе С. С., Сорокин Ю. Л. О гидродинамической устойчивости некоторых газожидкостных систем.— В кн.: Вопросы теплопередачи и гидравлики двухфазных сред.— М.— Л.: Госэнергоиздат, 1961.
10. Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники.— М.: Энергия, 1967.
11. Методика и экспериментальная установка для исследования местной теплоотдачи при кипении на неизотермической поверхности/Б. С. Петухов, С. А. Ковалев, В. М. Жуков, Г. М. Казаков.— ТВТ, 1971, т. 9, № 6.

12. **Мориц.** Влияние геометрии капилляров на максимальную тепловую нагрузку в тепловых трубах. — В кн.: Тепловые трубы. — М.: Мир, 1977.

13. **Петровский Ю. В., Фастовский В. Г.** Современные эффективные теплообменники. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962.

14. **Рабинерсон А. А., Ашкинази Г. А.** Режимы нагрузки силовых полупроводниковых приборов. — М.: Энергия, 1976.

15. **Розену.** Об обобщении данных по кипению в большом объеме методом Розену. — Теплопередача. — М.: Мир, 1972, т. 94, № 2.

16. **Ройзен Л. И., Дулькин И. Н.** Тепловой расчет оребренных поверхностей / Под ред. В. Г. Фастовского. — М.: Энергия, 1977.

17. **Теоретические основы тепло- и хладотехники. Ч. II. Теплообмен** / Под ред. Э. И. Гуйго. — Л.: ЛГУ, 1976.

18. **Тепло- и массообмен в звуковом поле** / Под ред. С. С. Кутателадзе. — Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1970.

19. **Теплотехнический справочник** / Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. Т. 2. — М.: Энергия, 1976.

20. **Туник А. Т.** Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры жидкими диэлектриками. — М.: Советское радио, 1973.

21. **Чебовский О. Г., Моисеев Л. Г., Сахаров Ю. В.** Силовые полупроводниковые приборы: Справочник. — М.: Энергия, 1975.

22. **Щукин В. К.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. — М.: Машиностроение, 1970.

23. **Birnbreier H., Heidtmann U., Klein E.** Fahrzeugstromrichter mit Wärmerohrkühlern. — BBC Nachr., 1975, Bd. 57, N 4.

24. **Development of High Power Semiconductor Equipment by means of Boiling and Condensing Heat Transfer** / G. Kobayashi, V. Shikano, O. Tohaka e. a. — Mitsubishi denki giho, 1974, vol. 48, N 2.

25. **Lössel W., Fries P., Rüger H.** Wärmerohr-Kühlverfahren für Stromrichter zur Bremsregung elektrischer Triebfahrzeuge. — Elek Bahn., 1975, Bd 46.

26. **Main Controlled Rectifier for Type 951 Electric Coach/A.** Matsukuma, T. Jinzenji, K. Ichimura e. a. — Toshiba Rev., 1972, vol. 27.

27. **Matsumoto T., Ishikawa A., Noji Y.** The Freon Cooled Silicon Rectifier Equipment for Shinkosha K. K. — Fuji Elec. J., 1969, vol. 42, N 2.

28. **Mc Kechnie R. M., Kessler S. W.** Transcendent solid state power devices. — IEEE Power Process and Elec. Specialistes Conf. Rec. Atlantic City. — N. J.: 1972/1972.

29. **Recent Silicon Rectifier for DC Railway Substation and its Selection/S.** Kazuaki, O. Haruo. H. Toshiaki e. a. — Fuji Elec. J., 1976, vol. 49 N 5.

30. **Shigeru A., Keiichi O.** Cooling Technique for Power Semiconductors. — Fuji Elec. J., 1969, vol. 42, N 7.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Основные обозначения . . . . .	4
<b>Глава первая. Тепловой режим и способы охлаждения силовых полупроводниковых приборов . . . . .</b>	<b>6</b>
1-1. Особенности теплового режима силовых полупроводниковых приборов . . . . .	—
1-2. Способы охлаждения . . . . .	12
1-3. Конструктивные особенности устройств для эффективного охлаждения . . . . .	21
<b>Глава вторая. Теплоотдача в каналах и тепловой расчет охладителей для жидкостного охлаждения СПП . . . . .</b>	<b>27</b>
2-1. Теплоотдача при движении жидкости в каналах охладителей . . . . .	—
2-2. Тепловой расчет охладителей . . . . .	33
2-3. Пути повышения эффективности жидкостного охлаждения . . . . .	39
2-4. Методика и результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления на индивидуальных охладителях . . . . .	47
<b>Глава третья. Рабочие жидкости и теплообмен в охлаждающих устройствах с промежуточным двухфазным теплоносителем . . . . .</b>	<b>54</b>
3-1. Рабочие жидкости . . . . .	—
3-2. Теплообмен при кипении . . . . .	58
3-3. Теплоотдача при конденсации пара . . . . .	65
3-4. Теплопередающая способность двухфазных термосифонов и тепловых труб . . . . .	67
<b>Глава четвертая. Системы испарительного охлаждения погружного типа . . . . .</b>	<b>73</b>
4-1. Динамика парожидкостного тракта . . . . .	—
4-2. Расчет охлаждающих элементов для погружной части . . . . .	80
4-3. Тепловой и аэродинамический расчет конденсатора . . . . .	87
4-4. Конструктивные особенности полупроводниковых преобразователей с испарительной системой охлаждения погружного типа . . . . .	97
<b>Глава пятая. Конструирование, результаты исследования и тепловой расчет индивидуальных охладителей типа двухфазный термосифон . . . . .</b>	<b>103</b>
5-1. Основные принципы разработки и конструкции охладителей . . . . .	—
5-2. Методика проведения испытаний . . . . .	111
5-3. Теплопередающая способность охладителей . . . . .	115
5-4. Результаты экспериментального исследования теплообмена в охладителях . . . . .	122
5-5. Метод теплового расчета охладителей . . . . .	127
5-6. Эффективность применения охладителей типа двухфазный термосифон . . . . .	132
Список литературы . . . . .	135

