

ФГБОУ ВО “Воронежский государственный  
технический университет”

Н.В. Ципина

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ  
В ПРИБОРАХ

Утверждено Редакционно-издательским советом  
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2022

Ципина Н.В. Теплофизические процессы в приборах: учеб. пособие/ Н.В. Ципина. Воронеж: ФГБОУ ВО “Воронежский государственный технический университет”, 2022. 135 с.

В учебном пособии рассматриваются основные понятия и законы переноса энергии и вещества, процессы теплообмена, а также вопросы моделирования средств теплофизического проектирования, рассмотрена классификация систем обеспечения тепловых режимов приборов, рассматриваются основные элементы систем охлаждения, основные закономерности стационарных и нестационарных температурных полей, излагаются особенности тепловых режимов аппаратов, принцип работы тепловых труб, вихревых труб, термоэлектрических охлаждающих устройств.

Издание соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлениям подготовки бакалавров 12.03.01 «Приборостроение» профиль «Приборостроение», 11.03.03, «Конструирование и технология электронных средств» профиль «Проектирование и технология радиоэлектронных средств» по дисциплинам “Теплофизические процессы в приборах”, “Теплофизические процессы в ЭС”.

Ил. 59. Библиогр.: 10 назв.

Рецензенты: кафедра инфокоммуникационных систем и технологий (начальник кафедры д-р техн. наук, проф. Полковник милиции О.И.Бокова); д-р техн. наук, проф. В.М. Питолин

© Ципина Н.В., 2022  
© Оформление. ФГБОУ ВО  
“Воронежский государственный  
технический университет”, 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Современная наука и техника требуют комплексного подхода в вопросах проектирования приборов. Расчеты тепловых и влажностных режимов приборов столь же необходимы, как и расчеты, связанные с функциональным назначением.

На этапе конструкторского проектирования РЭС при выборе вариантов конструкции и компоновки наряду с задачами обеспечения монтажно-коммутационных требований, помехоустойчивости, технологичности и вибростойкости необходимо решать задачи обеспечения нормального теплового режима.

Применение новой элементной базы, позволяющей уменьшить массу и объем устройств, во многих случаях увеличивает удельные рассеиваемые мощности. Значительная часть потребляемой активными элементами электрической энергии превращается в тепловую, что повышает температуру конструкции в целом. Большинство элементов конструкции имеет температурно-зависимые свойства. Нормальное функционирование РЭС возможно лишь при условии поддержания температур ее элементов в определенных пределах. Изменения теплового режима оказывают влияние на характеристики элементов и могут привести к возникновению физико-химических процессов, выводящих элемент из строя [4].

При обеспечении необходимого теплового режима РЭС основные трудности связаны с отводом тепла, т.е. охлаждением. Для охлаждения РЭС применяется множество способов. В процессе переноса тепловой энергии в РЭА существуют три способа передачи тепла: теплопроводность, конвекция и излучение. При конвективном отводе тепла от РЭС используют теплоносители в различных фазовых состояниях, перемещение которых осуществляется естественным или принудительным образом. Учитывая тип и состояние теплоносителя, а также причину, вызвавшую его

движение, способы охлаждения можно разделить: воздушное, жидкостное, испарительное, а также естественное и принудительное.

## 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Теплообмен в приборах является сложным процессом, который разделяется на три элементарные составляющие:

1. Теплопроводность - передача тепла кондукцией;
2. Конвекция;
3. Тепловое излучение.

Явление теплопроводности состоит в том, что обмен энергией происходит от непосредственного обмена энергией (теплом) между соседними атомами твёрдого тела или соприкасающимися группами атомов. В металле она является следствием движения электронов, значит, хорошая проводимость тока, хорошая проводимость тепла.

Явление конвекции в том, что перенос тепловой энергии осуществляется перемещением групп атомов или молекул. Конвекция происходит в жидкостях и газах. Очень большое значение имеет состояние и характер циркуляции жидкости.

Явление теплового излучения заключается в том, что обмен энергией между двумя макроскопическими телами происходит посредством электромагнитных волн. Процесс сопровождается превращением тепловой энергии в лучистую энергию, и наоборот.

Основные теплофизические характеристики:

- плотность

$$\rho = m/V \text{ [кг/м}^3\text{]}. \quad (1)$$

- коэффициент теплопроводности характеризует способность тела проводить тепло.

$$\lambda = \frac{Q}{\frac{dT}{dx} \cdot S \cdot t} = [Вт/м \cdot К] \quad (2)$$

- коэффициент температуропроводности

$$a = \lambda / C_p \rho [м^2/с] \quad (3)$$

характеризует скорость изменения температуры в теле.

- удельная теплоёмкость при постоянном давлении

$$C_p = Q / m \Delta T [Дж/кг \cdot К]. \quad (4)$$

Этот перечень величин характеризует изменение температуры в целом. Удельная теплоёмкость при постоянном давлении характеризует количество тепла, необходимого для нагрева 1 кг на 1 К.

Примечание:  $Q = Дж = \alpha^2 M t^2 = \left[ \frac{м^2 кг}{с^2} \right];$

$Вт = Дж/с; Вт = \alpha^2 M t^3 [м^2 \cdot кг/с^3].$

## 2. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ (КОНДУКТИВНЫЙ ПЕРЕНОС ТЕПЛА)

Если в твёрдом теле, неподвижной жидкости или газе температура в различных точках не одинакова, то тепловая энергия самостоятельно переносится от участка с высокой температурой к участку с более низкой температурой, такой перенос называется теплопроводностью. Внутренний механизм передачи теплопроводности объясняется на основе молекулярно-кинетической теории. Перенос энергии осуществляется вследствие теплового движения и энергетического взаимодействия между частицами, из которых

состоит данное тело. Процесс теплопроводности неразрывно связан с распространением температуры внутри тела.

Температурное поле - это совокупность значений температур всех точек тела в данный момент времени. В общем случае  $t = f(x, y, z, t)$  температурное поле называется установившимся, если температура не изменяется во времени, и нестационарным, если температура изменяется. Поле называется одно-, двух-, трёхмерным в зависимости от того, функцией скольких координат является температура. Наиболее простой вид имеет функция  $t = f(x)$ .

В теле всегда имеется совокупность точек с одинаковой температурой (рис.2.1).

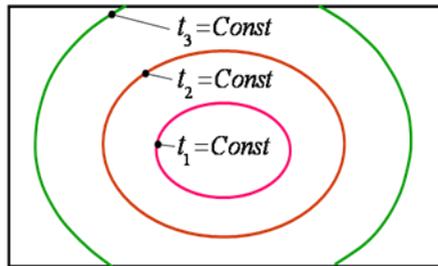


Рис. 2.1. Изотермические поверхности

Геометрическое место точек с одинаковой температурой образует изотермическую поверхность, они не пересекаются друг с другом, они замыкаются на себя или кончатся на границах тела. Следовательно, изменение температур в теле наблюдается лишь в направлении пересечения изотермической поверхности. Наибольшее изменение температуры происходит при переходе от изотермы к изотерме по нормали. Предел отношения температур к расстоянию между изотермами по нормали называется **градиентом температур**.

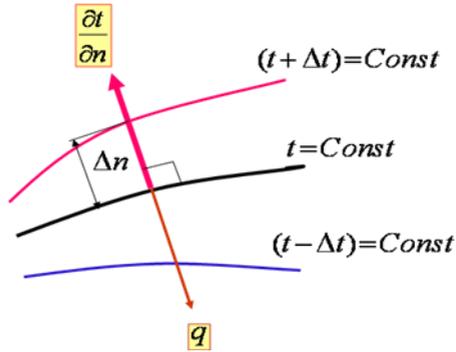


Рис. 2.2

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn} = \nabla t \text{ [K/м]}. \quad (5)$$

Температурный градиент является вектором, который имеет положительный знак, если он направлен от изоповерхности с меньшей температурой к изоповерхности с большей температурой. Количество тепла, переносимого через какую-либо изотермическую поверхность называется **тепловым потоком**  $\Phi$  [Вт]. В ряде случаев используется плотность теплового потока (удельный тепловой поток)  $q$ , которая характеризуется величиной теплового потока, отнесённого к единице площади поверхности, через которую переносится тепло.

Удельный тепловой поток.

$$q = \Phi/S \text{ [Вт/м}^2\text{]} \quad (6)$$

## 2.1. Закон Фурье

Изучая процесс теплопроводности в твёрдых телах, Фурье установил, что количество переданного тепла пропорционально перепаду температур, площадь сечения перпендикулярна направлению распределения тепла, времени и коэффициента теплопроводности:

$$q = -\lambda \text{grad} t. \quad (7)$$

Удельный тепловой поток в единицу времени пропорционален коэффициенту теплопроводности, взятому с обратным знаком, и градиенту температуры. Знак минус означает, что распространение тепла происходит от более нагретых к менее нагретым областям, т.е. тепло убывает.

Физический смысл коэффициента теплопроводности

$$\lambda = -q / \text{grad} t = -\Phi / S \cdot \text{grad} t. \quad (8)$$

Коэффициент теплопроводности - это физическое свойство вещества, которое характеризует его способность проводить тепло и представляет собой количество тепла, которое пройдет в единицу времени через единичную площадь изотермической поверхности при градиенте температур, равном единице.

## 2.2. Тепловые коэффициенты. Тепловые сопротивления. Метод электротепловых аналогий

Для описания процесса переноса теплового потока  $\Phi_i$  от изотермической поверхности  $i$  с температурой  $t_i$  к изотермической поверхности  $j$  с температурой  $t_j$  необходимо знать аналитическую зависимость, связывающую эти величины.

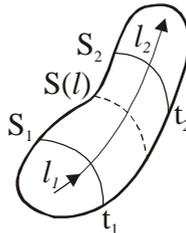


Рис. 2.3

Возьмем твердое тело (рис. 2.3), выделим в нем две изотермические поверхности с температурами  $t_1$  и  $t_2$  и соотношением  $t_1 > t_2$ . Выберем координату  $l$  так, чтобы она совпадала с направлением нормали к изотермическим поверхностям - направлением распространения теплового потока. Для этого случая запишем закон Фурье в следующем виде:

$$q = -\lambda dt/dl, \quad (9)$$

где  $dt/dl = \text{grad } t$ .

Тогда полный тепловой поток через площадь  $S(l)$  с учётом выражения (9) будет равен

$$\Phi = qS(l) = -\lambda \frac{dt}{dl} S(l). \quad (10)$$

Разделим переменные:

$$dt = -\Phi \frac{dl}{\lambda S(l)} \quad (11)$$

и проинтегрируем правую и левую части:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \int_{l_1}^{l_2} -\Phi \frac{dl}{\lambda S(l)}; \quad (12)$$

$$t_1 - t_2 = \Phi \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{\lambda S(l)}. \quad (13)$$

Это интегральная форма записи закона Фурье для случая, когда тело не рассеивает тепло через боковые поверхности, т.е.

$$\Phi = \Phi(l).$$

Интеграл выражения (13) получил название теплового сопротивления  $R_{12}$ , т.е.

$$t_1 - t_2 = \Phi R_{12}, \quad (14)$$

где

$$R_{12} = \int_{l_2}^{l_1} \frac{dl}{\lambda \cdot S(l)}. \quad (15)$$

Выражение (15) можно сопоставить с законом Ома в интегральной форме:

$$U_1 - U_2 = IR_{12}, \quad (16)$$

т.е. усматривается определенная аналогия.

Подобное сопоставление для дифференциальной формы:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dn}, \quad j = -\sigma \frac{du}{dn}. \quad (17)$$

Аналогом разности температур  $t_1 - t_2$  является разность потенциалов  $U_1 - U_2$ ,  $\Phi$  – электрический ток в цепи  $I$ , удельного теплового потока  $q$  – плотность электрического тока  $j$ , коэффициента теплопроводности  $\lambda$  – электропроводимость  $\sigma$ .

### **2.3. Теплопередача через плоскую однослойную стенку**

Произведем расчёт теплопередачи через плоскую стенку, используя метод электротепловых аналогий (рис. 2.4).

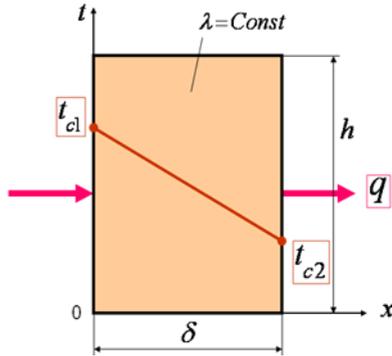


Рис. 2.4

$$U_1 - U_2 = IR_{12},$$

$$\text{где } R_{12} = \frac{l\rho}{S},$$

учитывая, что

$$l = \delta,$$

$$\text{а } \rho = \frac{1}{\sigma}, \sigma = \frac{1}{\lambda},$$

то

$$R = \rho \frac{l}{S}.$$

Применим метод электротепловой аналогии.

$$t_1 - t_2 = \frac{\Phi \delta \lambda}{S}, \quad (18)$$

отсюда

$$\Phi = (t_1 - t_2) \frac{S}{\delta \lambda}, \quad (19)$$

$$\text{где } R = \frac{\delta \lambda}{S}.$$

Эта формула применима для практических расчётов, а величину  $\lambda$  находят в каждом конкретном случае.

## 2.4. Теплопередача цилиндрической, однородной стенки (трубы)

На рис. 2.5. изображен разрез однородной цилиндрической стенки.

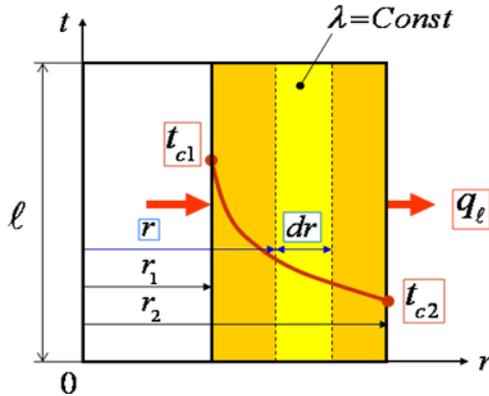


Рис. 2.5

Согласно интегральной форме записи закона Фурье

$$(t_1 - t_2) = \Phi R$$

где

$$R = \frac{1}{\lambda} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{S(l)}. \quad (20)$$

$dl = dx$ ,  $S(l) = 2\pi x L_u$  - выражения для изотермической поверхности  $\Phi(x) = \text{const}$ .

$$R_u = \frac{1}{\lambda} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dx}{L_u 2\pi x} = \frac{1}{2\pi \lambda L_u} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dx}{x} = \frac{1}{2\pi \lambda L_u} \ln x \Big|_{l_1}^{l_2} = \frac{1}{2\pi \lambda L_u} \ln \frac{l_2}{l_1}. \quad (21)$$

$$t_1 - t_2 = \Phi \frac{1}{2\pi \lambda L_w} \ln \frac{l_2}{l_1} \quad (22)$$

### 3. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Конвективным теплообменом, или теплоотдачей, называется процесс переноса тепла между поверхностью твёрдого тела, с одной стороны, и жидкостью или газом, с другой. Конвекция второго элементарного вида переноса тепла обусловлена переносом вещества среды, поэтому она возможна в жидкостях и газах, частицы которых относительно легко перемещаются. Интенсивность конвективного теплообмена определяется коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$ , который можно определить из закона Ньютона - Рихмана

$$\Phi_{12} = \alpha_{12}(t_1 - t_2)S_1, \quad (23)$$

где  $\alpha_{12}$  - коэффициент теплоотдачи между твёрдым телом и жидкостью или газом [Вт/м<sup>2</sup>·к];  $\Phi_{12}$  - тепловой поток от твёрдого тела 1 к среде 2 [Вт];  $t_1$  - температура поверхности тела 1;  $t_2$  - температура среды 2;  $S_1$  - площадь поверхности теплообмена.

Сопоставив выражение для теплового сопротивления твёрдого тела (20) с выражением

$$R_{12} = 1/\alpha_{12}S_1, \quad (24)$$

можно сделать вывод, что формула (24) выражает тепловое сопротивление при конвективном теплообмене. Основная трудность в определении тепловых сопротивлений состоит в определении коэффициента теплоотдачи. Кроме коэффициентного метода для описания процессов конвективного теплообмена применяются дифференциальные уравнения. Так как для определения теплоотдачи при этом процессе необходимо определить целую совокупность явлений, используют несколько уравнений: уравнение теплопроводности, уравнение движения, уравнение сплошности.

Перенос тепла конвекцией происходит вследствие переноса подвижной среды (жидкости или газа), а перенос среды зависит от природы возникновения движения среды, режима и её свойств, наличия или отсутствия контактирующих поверхностей.

## Виды и режимы движения среды

Различают два вида движения среды:

1. Свободное движение, или естественная конвекция. Здесь движение определяется разностью плотности нагретых и холодных частиц, изменением их веса и, как следствие, перемещением в поле тяготения (отсутствует при невесомости).

2. Вынужденная конвекция. Возникает под действием посторонних возбудителей (насосов, вентиляторов и т.д.). Здесь присутствует естественная конвекция. Мера её проявления зависит от величины вынужденной конвекции, при этом, чем меньше скорость вынужденного движения среды, тем больше естественная конвекция. При большой скорости вынужденного движения среды естественная конвекция практически отсутствует.

Различают три основных режима движения среды.

1) Ламинарный (струйный) режим. Частицы движутся параллельно потокам (в канале – параллельно его стенкам). Отсутствуют составляющие, перпендикулярные к направлению потока. Распределение скоростей по сечению канала имеет форму параболы (рис. 3.1).

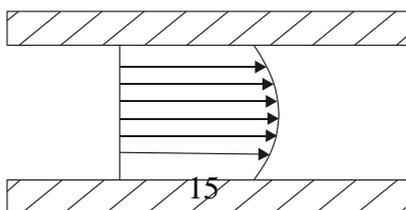


Рис. 3.1

Теплоотдача определяется теплопроводностью в направлении, перпендикулярном направлению движения жидкости. Указанный характер распределения скорости связан с тем, что в пристеночном, пограничном, слое скорость движения частиц минимальна вследствие торможения среды трением о стенки. Максимальную скорость имеют частицы, наиболее удаленные от стенок.

2) Турбулентный режим. Частицы в поступательно перемещающейся массе потока движутся хаотически (рис. 3.2.)

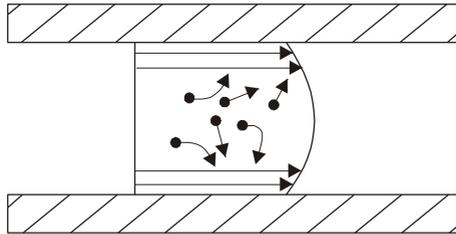


Рис. 3.2

Вектор скорости некоторых отдельных частиц направлен в сторону, противоположную направлению суммарного вектора потока среды, или перпендикулярно ему. Однако вблизи стенок имеется пограничный слой, в котором имеет место ламинарный режим. Толщина пограничного слоя зависит от скорости движения среды. Перенос тепла осуществляется в основном в этом слое: интенсивность переноса тепла определяется его тепловым сопротивлением, а механизм переноса – теплопроводностью.

3) Переходный режим. Занимает промежуточное положение между ламинарным и турбулентным. Он обычно весьма неустойчив.

Характер движения на практике можно определить без изменения величины и направления вектора движения среды. Это делается путём вычисления величины некоторого комплекса, составленного из определения наиболее характерных величин - критериев подобия. Способность выбора этих величин регламентирует теория подобия. Подobie двух физических величин, означает подобие всех физических величин, характеризующих рассматриваемые явления. В этом суть теории подобия. Если

$$\varphi'' \sim \varphi',$$

то

$$\varphi'' = C_{\varphi} \cdot \varphi',$$

где  $C_{\varphi}$  - постоянная подобия.

Постоянные подобия нельзя выбирать, так как между ними существуют строго определенные соотношения, которые называются критериями подобия.

Конвективный теплообмен характеризуется четырьмя критериями подобия: Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта и Грасгофа.

1. Критерий подобия Рейнольдса определяет характер течения жидкости и представляет собой отношение сил инерции и вязкости.

$$Re = \frac{V\lambda}{\nu}, \quad (25)$$

где  $V$  - скорость течения жидкости или газа, [м/с];  $\lambda$  - характерный геометрический размер системы, [м];  $\nu$  - кинематический коэффициент вязкости системы, [м<sup>2</sup>/с].

2. Критерий подобия Прандтля отражает физические свойства жидкости. Это теплофизическая характеристика теплоносителя.

$$P_r = \frac{\eta C_p}{\lambda}, \quad (26)$$

где  $\eta$  - динамический коэффициент вязкости, [Па·с];  $C_p$  - удельная теплоемкость теплоносителя, [Дж/кг·К];  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности жидкости, [Вт/К·м].

3. Критерий подобия Нуссельта характеризует интенсивность процесса конвективного теплообмена между жидкостью и поверхностью твердого тела.

$$N_u = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (27)$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, [Вт/м<sup>2</sup>·К];  $l$  - характерный геометрический размер системы, [м];  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя [Вт/К·м].

4. Критерий подобия Грасгофа учитывает соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотности жидкостей и силы молекулярного трения (вязкости).

$$Gr = \gamma \beta \Delta t \frac{l^3}{\nu^2} \quad (28)$$

где  $\gamma=9,8$  м/с<sup>2</sup> - ускорение свободного падения;  $\beta$  - температурный коэффициент объемного расширения, [1/К];  $\Delta t$  - разность температуры тела и среды [К].

5. Критерий подобия Фурье устанавливает связь между скоростью изменения температурного поля, физическими параметрами и размерами тела.

$$Fu = \frac{a \tau}{\lambda^2}, \quad (29)$$

где  $a$  - коэффициент температуропроводности,  $[m^2/c]$ ;  $\tau$  - время,  $[c]$ ;  $l$  - характерный геометрический размер системы,  $[m]$ .

При расчете тепловых аппаратов искомой величиной является коэффициент теплообмена  $\alpha$ , который находится в критерии Нуссельта, поэтому этот критерий называется определяемым, а критерии Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа - определяющими.

#### 4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Все нагретые тела излучают тепловую энергию в окружающее пространство в виде электромагнитных волн. Это электромагнитное излучение тел называют тепловым излучением.

Диапазон длин волн теплового излучения лежит в пределах приблизительно от 0,3 до 800 мкм. т.е. он включает в себя видимую часть спектра и коротковолновую область инфракрасного излучения (рис. 4.1)



Рис. 4.1. Спектр теплового излучения

Если на пути лучистого теплового потока встречается некоторое тело (жидкость, газ), то лучистая тепловая энергия в общем случае частично поглощается  $Q_A$ , частично отражается  $Q_R$  и частично проходит сквозь тело  $Q_D$ .  $Q = Q_A + Q_R + Q_D$ . Поделив на  $Q$  и обозначив  $Q_A / Q = A$ ,  $Q_R / Q = R$ ,  $Q_D / Q = D$ , получим  $A+R+D=1$ .

Коэффициенты  $A$ ,  $R$ ,  $D$  характеризуют соответственно поглощенную, отраженную и пропускающую способность тел. Каждый из этих коэффициентов теоретически может изменяться от 0 до 1. Тела, у которых  $A = 1$ , ( $R = 0$ ,  $D = 0$ ), т.е. вся падающая лучистая энергия поглощается телом, называются абсолютно черными, если  $R = 1$  ( $A = 0$ , и  $D = 0$ ), т.е. вся лучистая энергия отражается телом - абсолютно белыми, когда  $D = 1$  ( $A = 0$ ,  $R = 0$ ), т.е. падающая энергия полностью проходит через тело - абсолютно прозрачными. В природе абсолютно черных, так же как абсолютно белых и абсолютно прозрачных тел нет, однако введение этих понятий позволяет установить законы излучения реальных тел. Значения коэффициентов  $A$ ,  $R$  и  $D$  зависят от природы тела, его температуры и спектра падающего излучения.

Различают монохроматическое и интегральное (или полное) излучение. Монохроматическим излучением называется излучение в узком диапазоне волн от  $\lambda$  до  $\lambda + d\lambda$ , интегральное излучение - это суммарное излучение во всем диапазоне волн от  $\lambda=0$  до  $\lambda=\infty$ .

Излучение тел, обусловленное только их свойствами и внутренней энергией, называется собственным излучением.

В реальных условиях все тела находятся в лучистом теплообмене: каждое тело излучает и одновременно воспринимает лучистую тепловую энергию от окружающих тел. Пусть на рассматриваемое тело от окружающих тел падает лучистая энергия  $Q_{\text{пад}}$ : часть этой энергии, равная  $A Q_{\text{пад}}$  поглощается телом, другая часть, в предположении, что тело не прозрачно, равная  $(1-A) Q_{\text{пад}}$ , отражается.

Сумма собственного и отраженного излучения называется эффективным излучением  $Q_{\text{эф}} = Q + (1-A) Q_{\text{пад}}$ . Способность тел излучать тепловую энергию характеризуется плотностью излучения  $E$ , т.е. лучистым потоком, испускаемым в единицу времени с единицы поверхности тела  $E = (dP/dS)$ , [Вт/м<sup>2</sup>]. Отношение плотности излучения  $dE_{\lambda}$ , испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн  $d\lambda$ , к величине этого

интервала называется спектральной интенсивностью излучения  $J_\lambda = dE_\lambda/d\lambda$ .

#### 4.1. Законы теплового излучения

Одним из основных законов теплового излучения является закон Планка, который устанавливает распределение энергии теплового излучения по длинам волн для абсолютно черного тела

$$J_{\lambda_0} = \frac{dE_{\lambda_0}}{d\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left\{\frac{C_2}{\lambda T}\right\} - 1}, \quad (30)$$

где  $C_1=0,374 \cdot 10^{-15}$  [Вт м<sup>2</sup>] - первая постоянная Планка;  
 $C_2=1,439 \cdot 10^{-2}$  [м К] - вторая постоянная Планка;  
 $T$  - абсолютная температура тела, [К];  
 $\lambda$  - длина волны, [м].

Зависимость спектральной интенсивности излучения абсолютно черного тела от длины волны и температуры представлена на рис. 4.2. Как видно, интенсивность излучения на некоторой длине волны имеет максимальное значение. С повышением температуры этот максимум смещается в область более коротких волн. Длина волны, соответствующая максимальной интенсивности излучения, может быть получена из выражения (2.1), взяв производную от которого по  $\lambda$  и приравняв ее к нулю.

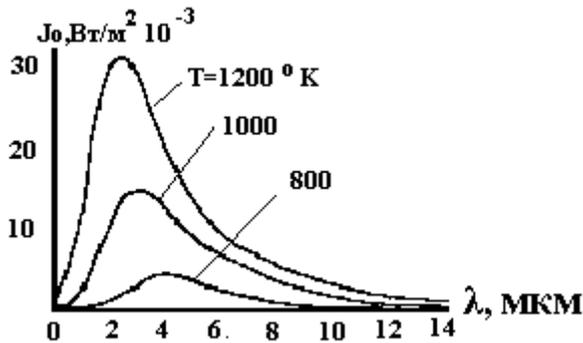


Рис. 4.2. Распределение энергии излучения абсолютно черного тела по диапазону волн

Эта длина волны получается равной

$$J_{\lambda_{\max}} = \frac{2,898 \cdot 10^{-3}}{T} \quad [\text{М}].$$

Полученное выражение называется законом смещения Вина. В коротковолновой области спектра  $\lambda T \ll C_2$  и в знаменателе выражения (31) можно пренебречь единицей по сравнению с  $e^{(C_2/\lambda T)}$ , в результате получим приближённую формулу

$$J_{\lambda_0} = C_1 \lambda^{-5} e^{(C_2/\lambda T)}, \quad (31)$$

которая известна как закон излучения Вина.

При  $\lambda T \ll 0,2 C_2$  [мкм °К] расчеты по формулам (30) и (31) отличаются менее 1%.

В области больших длин волн при высоких значениях температур  $\lambda T \gg C_2$  или  $(C_2 / \lambda T) \ll 1$ , и тогда экспоненциальную функции в знаменателе можно разложить в ряд

$$e^{(C_2/\lambda T)} = 1 + (1/1!) (C_2 / \lambda T) + (1/2!) (C_2 / \lambda T)^2 + \dots$$

Ограничиваясь двумя членами ряда и подставляя их в знаменатель выражения (30) получим

$$J_{\lambda_0} = C_1 T / (C_2 \lambda^4). \quad (32)$$

Эта зависимость называется законом Релея - Джинса. Расчеты  $J_{\lambda_0}$  по формулам (31) и (32) при  $\lambda T > 10 C_2$  отличаются менее 10%.

Закон излучения Вина и закон Релея - Джинса представляют частные случаи закона Планка.

Интегральная (полная) плотность излучения абсолютно черного тела может быть получена из выражения закона Планка (30), интегрируя последнее по диапазону длин волн от  $\lambda = 0$  до  $\lambda = \infty$

$$E_0 = \int J_{\lambda_0} d\lambda = \sigma T^4, \quad (33)$$

где  $\sigma = 5,673 \cdot 10^{-8}$  [Вт / м<sup>2</sup> К<sup>4</sup>]- постоянная излучения абсолютно черного тела.

Выражение (33) называется законом Стефана-Больцмана, который утверждает, что энергия излучения пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры тела.

Для удобства практических расчетов выражение (33) записывают в несколько другом виде:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (34)$$

где  $C_0 = \sigma \cdot 10^8 = 5,673$  [Вт / м<sup>2</sup> К<sup>4</sup>] - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Закон Стефана - Больцмана справедлив и для реальных тел. Для количественной оценки тепловой энергии, излучаемой реальным телом, вводится понятие степени черноты (коэффициент черноты) тела.

Под степенью черноты тела  $\epsilon$  понимается отношение энергии, излучаемой реальным телом, к энергии, излучаемой абсолютно черным телом при той же температуре

$$\epsilon = \frac{E}{E_0} .$$

Значение  $\epsilon$  лежит в пределах от 0 до 1 и определяется природой тела, состоянием поверхности и температурой. Для

большинства материалов степень черноты увеличивается с ростом температуры, для некоторых неметаллов и покрытий наблюдается и обратная зависимость.

Кроме общей (интегральной) степени чернота  $\epsilon_k$  различают спектральную степень черноты  $\epsilon_\lambda$ .

Спектральная степень черноты есть отношение интенсивности излучения реального тела  $J_\lambda$  к интенсивности излучения абсолютно черного тела  $J_{\lambda 0}$  на той же длине волны и при той же температуре

Если реальное тело обладает непрерывным спектром

$$\epsilon_\lambda = \frac{J_\lambda}{J_{\lambda 0}} .$$

излучения и  $\epsilon_\lambda$  во всем спектре теплового излучения постоянна, то такие тела называются абсолютно серыми. Строго говоря, серых тел, так же как и абсолютно черных в природе нет. Практически многие тела могут быть отнесены к серым, при этом, чем уже рассматриваемый интервал длин волн, тем с меньшей погрешностью тело может быть отнесено к серому. В расчетах пользуются, как правило, интегральной степенью черноты, которая определяется экспериментально. Так например, для красок, эмалей, лаков  $\epsilon = 0,3 - 0,96$ , для металлов  $\epsilon = 0,1 - 0,8$  и существенно зависит от чистоты обработки поверхности и наличия окисной пленки.

Когда известна степень черноты  $\epsilon$ , плотность излучения реального тела будет выражаться формулой

$$E = C_0 (T/100)^4 , \quad (35)$$

Связь между излучательной и поглощательной способностью тел устанавливается законом Кирхгофа, который утверждает:

отношение излучательной способности к поглощательной для всех тел одинаково и равно

излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре, т.е.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_0}{A_0} . \quad (36)$$

Из закона Кирхгофа следует:

при любой температуре излучательная способность абсолютно черного тела максимальна;

чем больше излучательная способность тела, тем больше его поглощательная способность, т.е. тела, которые хорошо излучают, хорошо и поглощают.

Из выражения (36) имеем  $E = A E_0$ , подставив  $E$  в получим  $\varepsilon = A$ , т.е. коэффициент черноты тела равняется его коэффициенту поглощения.

## **4.2. Лучистый теплообмен между телами**

При рассмотрении теплообмена между двумя телами примем следующие допущения:

- тела не прозрачны;
- среда между телами абсолютно прозрачна;
- поверхности тел изотермические;
- вся лучистая энергия, поглощенная телами, переходит в тепло.

## **4.3. Лучистый теплообмен неограниченных поверхностей**

Пусть имеем две параллельные поверхности, расстояние между которыми во много раз меньше их линейных размеров (рис.2.3). Температуры поверхностей примем равными  $T_1$  и  $T_2$ , причем положим  $T_1 > T_2$ . Как первая, так и вторая поверхности будут излучать тепловую энергию.

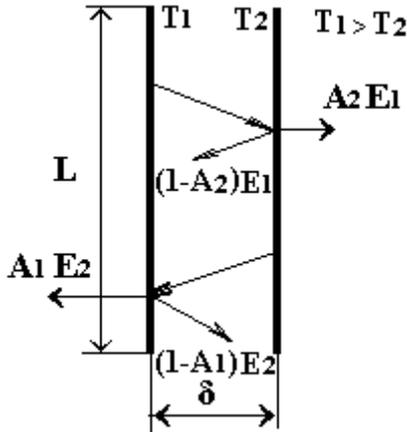


Рис. 4.3 Теплообмен излучением между неограниченными поверхностями

Энергия, излучаемая первой поверхностью, падая на вторую, так же как и энергия второй поверхности, падая на первую, будет частично поглощаться, а частично отражаться.

Поглощенная часть энергии будет равна  $E_{\text{погл}} = E_{\text{пад}} A$ , а отраженная  $E_{\text{отр}} = (1-A) E_{\text{пад}}$ . Переотражение энергии может быть неоднократным. Собственное и отраженное излучение каждой поверхности представляет эффективное излучение  $E_{\text{эф}}$ .

Так как  $T_1 > T_2$ , то результирующий поток будет от первой поверхности ко второй

$$E_{12} = E_{\text{эф1}} - E_{\text{эф2}} . \quad (37)$$

Здесь  $E_{\text{эф1}} = E_1 + (1-A_1) E_{\text{эф2}}$ ,

$$E_{\text{эф2}} = E_2 + (1-A_2) E_{\text{эф1}} .$$

Решая систему уравнений относительно  $E_{\text{эф1}}$  и  $E_{\text{эф2}}$  и подставляя их значения в (37), будем иметь

$$E_{12} = \frac{(E_1 A_2 - E_2 A_1)}{(A_1 + A_2 - A_1 A_2)} . \quad (38)$$

Поскольку  $E = \varepsilon C_0 (T/100)^4$  и  $A = \varepsilon$ , то подставляя их в (38), после несложных преобразований получим

Здесь  $\varepsilon_n$  - приведенная степень черноты, равная

$$E_{12} = \varepsilon_n C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (39)$$

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (40)$$

Когда  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2 > 0,8$ , приведенную степень черноты, не делая большой ошибки, можно принять, равной  $\varepsilon_n = \varepsilon_1 \varepsilon_2$ .

Лучистый тепловой поток для рассматриваемого случая будет равен

$$P_{12} = \varepsilon_n C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S \quad (41)$$

Представим полученное выражение в виде закона Ньютона

$$P_{12} = \alpha_{л12} (t_1 - t_2) S.$$

Здесь  $\alpha_{л12}$  - коэффициент теплоотдачи излучением от первой поверхности ко второй, равный тепловому потоку, излученному с единицы поверхности в единицу времени при разности температур в один градус.

Этот коэффициент теплоотдачи будет равен

$$\alpha_{л12} = \varepsilon_n f(t_1, t_2). \quad (42)$$

Функция  $f(t_1, t_2)$ , как следует из преобразования выражения (2.8), равна

$$f(t_1, t_2) = C_0 \left[ \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \right]. \quad (43)$$

Значение функции  $f(t_1, t_2)$  рассчитано для различных значений температур и дается в таблице [1].

#### 4.4. Теплообмен излучением ограниченных поверхностей

Когда размеры поверхностей, находящихся в лучистом теплообмене, соизмеримы с расстоянием между ними, не весь лучистый поток с первой поверхности попадает на вторую, так же как и со второй на первую (рис.4.4,а).

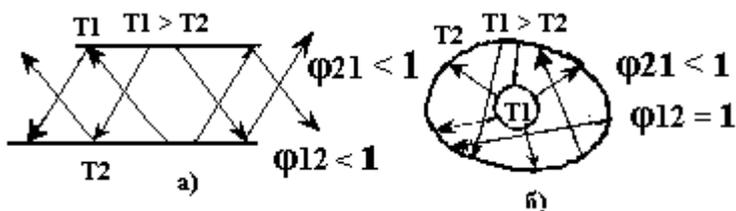


Рис. 4.4. Теплообмен излучением ограниченных поверхностей (а) и в замкнутой системе тел (б)

Аналогично в замкнутой системе тел (рис. 4.4,б) не весь лучистый поток второго тела перехватывается первым телом. Для оценки теплообмена излучением ограниченных поверхностей вводится понятие коэффициентов облученности (угловых коэффициентов)  $\varphi_{12}$  и  $\varphi_{21}$ , которые показывают, какая часть лучистого потока, испускаемого одним телом, попадает на другое, находящееся с первым в лучистом теплообмене

Учитывая коэффициенты облученности, будем иметь

$$\varphi_{12} = \frac{P_{12}}{P_1} = \frac{E_{12}}{E_1} ; \quad \varphi_{21} = \frac{P_{21}}{P_2} = \frac{E_{21}}{E_2} .$$

здесь

$$P_{12} = P_{\varphi 1} \varphi_{12} - P_{\varphi 2} \varphi_{21} = \varepsilon_{\text{п}} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] S \varphi_{21}.$$

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \varphi_{21} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \text{ причём } \varphi_{21} = \frac{S_1}{S_2}.$$

Для ситуации, изображенной на рис.2.4.б,  $\varphi_{12} = 1$ ,  $\varphi_{21} < 1$ , тогда

#### 4.5. Влияние экранов на теплообмен излучением

Экраны, установленные между телами, находящимися в лучистом теплообмене, уменьшают степень черноты и теплообмен между ними.

Пусть между двумя плоскими неограниченными поверхностями со степенью черноты  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  установлен экран, коэффициент черноты поверхностей которого  $\varepsilon'$  и  $\varepsilon''$ . Для такой системы приведенную степень черноты, как показано в [5], можно вычислять по формуле

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon'} + \frac{1}{\varepsilon''} - 1 \right)}.$$

Из выражения видно, что приведенная степень черноты меньше наименьшей черноты поверхностей тел и экрана. Если степени черноты экрана малы, что легко достигается на практике, использование экрана практически прерывает лучистый теплообмен между телами.

## 5. СЛОЖНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Разделение процесса переноса тепла на кондуктивный, конвективный и излучение является в известной мере условным, необходимым для упрощённого понимания процесса. В реальной жизни эти процессы протекают одновременно и влияют друг на друга. В разных случаях вклад отдельных механизмов переноса неодинаков, и его следует оценивать в каждой конкретной задаче.

Однако представление об общем ходе решения задачи можно получить из следующих рассуждений. Процесс переноса тепла регламентируется законом сохранения энергии. На основании этого можно записать суммарное выражение для теплового потока или уравнение теплового баланса

$$\Phi_{ij} = \Phi_{\text{т}ij} + \Phi_{\text{к}ij} + \Phi_{\text{л}ij}, \quad (44)$$

где  $\Phi_{\text{т}ij}$ ,  $\Phi_{\text{к}ij}$ ,  $\Phi_{\text{л}ij}$  - теплопроводность, конвекция и лучеиспускание от  $i$ -го тела к  $j$ -му. На основании выведенного можно записать:

$$\Phi_{12} = (t_1 - t_2) \cdot 1/R_{12} = (t_1 - t_2) \cdot (1/((1/R_{\text{T}12}) + (1/R_{\text{k}12}) + 1/R_{\text{л}12})) = h_{12} \cdot S(t_1 - t_2), \quad (45)$$

где  $h_{12}$  – коэффициент теплопередачи.

**5.1. Теплопередача через плоскую однослойную стенку** согласно закону Ньютона можно записать:

$$\begin{cases} \Phi_1 = S \cdot \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{c1}), \\ \Phi_2 = \frac{\lambda \cdot S}{\delta} \cdot (t_{c1} - t_{c2}), \\ \Phi_3 = S \cdot \alpha_2 \cdot (t_{c2} - t_2). \end{cases} \quad (45)$$

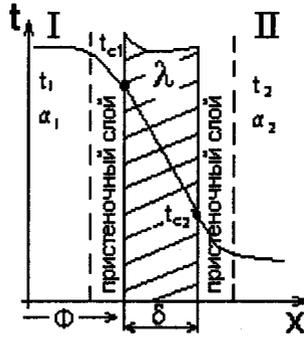


Рис. 5.1

После почленного сложения можно записать следующее выражение для теплового потока плоской однослойной стенки при переходе теплового потока от среды 1 к среде 2:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = (t_1 - t_2) \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot S_1 = (t_1 - t_2) \cdot Sh_{12}; \quad (46)$$

$$R = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{1}{S} \quad (47)$$

## 5.2. Теплопередача через многослойную плоскую стенку

Теплопередача от среды 1 к стенке и от стенки к более холодной среде 2 происходит, как показано в предыдущем случае. Разница лишь в теплопередаче внутри стенки. Если характеристики теплопроводности и толщины слоев  $\lambda, \delta, \dots, \lambda_n, \delta_n$ , то в этом случае количество тепла, передаваемое в стационарном процессе, будет

$$\Phi = S \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (t_1 - t_2), \quad (48)$$

а тепловое сопротивление

$$R = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{1}{S}. \quad (49)$$

Если температуры заданы на самой стенке, уравнение (42) упрощается:

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i \cdot S}, \quad (50)$$

так как отсутствует теплопередача через окружающую среду.

### 5.3. Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку

Вывод формулы для теплового потока производится по аналогии. Однако в том случае также учитывается выражение для теплового потока цилиндрической стенки:

$$\Phi = 2\pi\lambda H \frac{1}{\ln \frac{l_2}{l_1}} \Delta t, \quad (51)$$

Можно записать выражение для переданного количества тепла неоднородным цилиндром из  $n$  слоев (рис. 5.2)

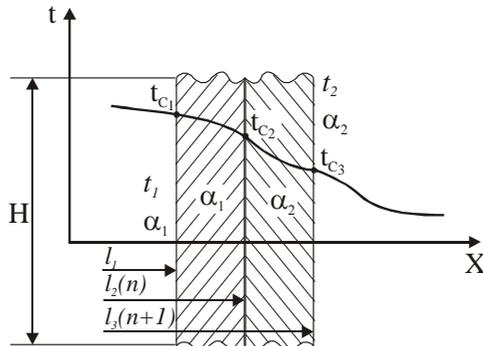


Рис. 5.2

$$\Phi = 2\pi H \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 l_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{l_{n+1}}{l_n} + \frac{1}{\alpha_n l_{n+1}}} \cdot (t_1 - t_2). \quad (52)$$

Тепловое сопротивление имеет вид

$$R = \frac{1}{2\pi H} \cdot \frac{1}{\alpha_1 l_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{l_{n+1}}{l_n} + \frac{1}{\alpha_n l_{n+1}}. \quad (53)$$

#### 5.4. Передача тепла через оребренную поверхность (радиатор)

Вывод аналогичен случаю плоской однородной пластины. Однако в том случае площади обеих поверхностей были равны, а в случае оребренной поверхности площади поверхности не равны (например радиатор транзистора), разрез которого изображен на рис.5.3.

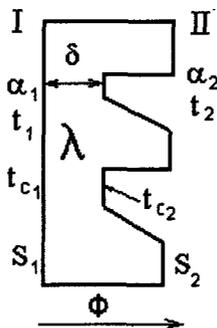


Рис. 5.3

При расчете теплопередачи через оребренную поверхность необходимо учитывать, по какой стенке идет расчет.

При установившемся тепловом состоянии системы количество переданного тепла  $\Phi$  можно выразить системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \Phi &= \alpha_1 S_1 (t_1 - t_{c_1}) \\ \Phi &= \frac{\lambda}{\delta} S_1 (t_{c_1} - t_{c_2}) \\ \Phi &= \alpha_2 S_2 (t_{c_2} - t_2) \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

или

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_{c_1} &= \Phi \frac{1}{\alpha_1 S_1} \\ t_{c_1} - t_{c_2} &= \Phi \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{S_1} \\ t_{c_2} - t_2 &= \Phi \frac{1}{\alpha_2} \frac{1}{S_2} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (55)$$

Полный температурный напор получим из (55) после почленного сложения:

$$t_1 - t_2 = \Phi \left( \frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2} \right) \quad (56)$$

Далее определим  $\Phi$ :

$$\Phi = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}} (t_1 - t_2); \quad (57)$$

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}} \cdot$$

Здесь  $h_p$  носит название коэффициента теплопередачи, а величина, обратная ему, есть тепловое сопротивление  $R$ .

Размерность ребристой стенки  $h_p$  [Вт/К].

На практике ведут расчет на единицу поверхности (гладкой или оребренной). При этом получают удельный тепловой поток  $q$  для гладкой поверхности:

$$q_1 = \Phi / S_1 = h_1 (t_1 - t_2),$$

где

$$h_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \left(\frac{1}{\alpha_2} \frac{S_1}{S_2}\right)}. \quad (58)$$

Физический смысл  $h_1$  – приведенный коэффициент теплопередачи:

$$h_1 = \frac{h_p}{S_1}, \left[ \frac{Вт}{м^2 К} \right]. \quad (59)$$

Для оребренной:

$$q_2 = \frac{\Phi}{S_2} = h_2 (t_1 - t_2), \quad (60)$$

где

$$h_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{S_2}{S_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{S_2}{S_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Таким образом, если ребристая поверхность задана и известны значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , расчет теплопередачи через такую стенку не представляет трудностей. Однако необходимо следить, по какой поверхности ведется расчет, так как значения коэффициента теплопередачи  $h$  различны. Отношение  $S_2/S_1$  называется коэффициентом оребрения поверхности.

Структуру коэффициента теплоотдачи можно определить следующим образом. В случае сложного теплообмена (например: жидкость и твёрдое тело):

1. Поток от жидкости к стенке путём теплопроводности определим из соотношения Фурье.

$$\Phi = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot S. \quad (61)$$

2. По закону Ньютона этот же поток тепла

$$\Phi = \alpha \cdot (t_1 - t_{c1}) \cdot S. \quad (62)$$

Приравнявая правые части, получаем

$$\alpha = -\lambda \frac{\frac{\partial t}{\partial n}}{(t_1 - t_{c1})}. \quad (63)$$

Это уравнение позволяет по известному полю температур в жидкости определить коэффициент теплоотдачи.

### **5.5. Теплоотдача через газовую или жидкую прослойку**

Воздух - отличный теплоизолятор, если в нём отсутствуют тепловые потоки. В ином случае создаются благоприятные условия для интенсификации теплоотдачи.

Теплопередачу через две стенки и прослойку между ними можно рассматривать как теплопередачу через слоистую трёхслойную стенку определённой конфигурации, то есть плоскую, цилиндрическую, сферическую и так далее.

Так как через прослойку тепло передаётся всеми 3 способами, то количество тепла, переданного в данный момент:

$$\Phi = (h_n + \alpha_n) \cdot (t_1 - t_{c1}) \cdot S, \quad (64)$$

где  $h_n$  - коэффициент теплопередачи через прослойку путём соприкосновения;  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи излучением.

В случае отсутствия конвекции  $h_n = \lambda/\delta$ , в случае присутствия  $h_n > \lambda/\delta$ .

## 6 ВЛАГООБМЕН

Явление переноса влаги и газа через плотные вещества представляет собой довольно сложный процесс.

В случае отсутствия в материале трещин, пор и других крупных дефектов этот процесс происходит по следующим стадиям:

1. Ограниченное растворение паров в материале (в поверхностных слоях).
2. Перенос растворённых паров через объёмную фазу (за счёт диффузии).
3. Испарение продиффундировавших паров с поверхности противоположной стороны.

Определяющей в этом сложном процессе чаще всего выступает диффузия. Впервые её законы были сформулированы Фиком. Первый закон Фика:

$$P = -D \frac{dc}{dx}, \quad (65)$$

где  $P$  - поток вещества, проникающего через материал;  $D$  - коэффициент диффузии;  $c$  - концентрация вещества;  $x$  - пространственная координата.

$$\frac{dc}{dt} = Dd^2c/dx^2, \quad (66)$$

где  $t$  - время роста концентрации влаги.

Если диффузия протекает в трех направлениях среды, то законы Фика имеют следующий вид:

$$\bar{P} = - \mathcal{J} \left( \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{\partial C}{\partial y} + \frac{\partial C}{\partial z} \right) = - \mathcal{J} \cdot \text{grad} C ; \quad (67)$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \mathcal{J} \left( \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right) = \mathcal{J} \cdot \text{div} \cdot \text{grad} C . \quad (68)$$

Первый закон Фика: скорость диффузии через единичную площадь пропорциональна grad концентрации и противоположна ему по направлению.

Второй закон Фика: изменение концентрации со временем пропорционально дивергенции вектора градиента концентрации.

В ходе процесса переноса влаги через материал могут быть два случая: стационарный поток переносимого вещества и неустановившийся поток. В первом случае концентрация воды по всей толщине материала находится в состоянии равновесия, т.е.  $c = \text{const}$ .

Законы Фика запишутся в следующем виде:

$$\frac{dc}{dt} = D \frac{d^2 c}{dx^2} = 0; \quad (69)$$

$$P = -D \frac{dc}{dx} .$$

Решение будем искать в виде  $c = Ax + B$ . При следующих граничных условиях:

$c = C_1$  при  $x = 0$ ;  $c = C_2$  при  $x = \delta$ , где  $\delta$  - толщина материала.

Имеем  $B = C_1$ .

$$C_2 = A\delta + C_1 \Rightarrow A = (C_2 - C_1) / \delta \quad \delta C = ((C_2 - C_1) / \delta) X + C_1.$$

Количество влаги  $Q$ , прошедшее за время  $t$  через площадь  $S$ , можно определить, учитывая решение уравнения

первого закона Фика и то, что  $\bar{P} = \frac{Q}{St}$ , тогда

$$Q = \bar{P} \cdot S \cdot t = - \mathcal{D} \frac{dC}{dx} \cdot S \cdot t = \mathcal{D} \frac{C_1 - C_2}{\delta} \cdot S \cdot t \quad (70)$$

$$Q = \mathcal{D} \frac{C_1 - C_2}{\delta} \cdot S \cdot t. \quad (71)$$

Концентрацию газа или пара  $C$  можно выразить через его давление, воспользовавшись законом Генри:  $C = rh$ , где  $r$  - давление влаги в материале [Па];  $h$  - коэффициент растворимости газа и пара в исследуемом материале.

$$h = \left[ \frac{k_2}{\text{м}^3 \cdot \text{Па}} \right].$$

Если подставить выражение закона Генри и учесть, что давление по обе стороны перегородки различное, то количество влаги  $Q$  запишется следующим образом:

$$Q = \mathcal{D} \frac{P_1 - P_2}{\delta} \cdot S \cdot t \xrightarrow{\text{или}} Q = \mathcal{D} h \frac{\Delta P}{\delta} \cdot S \cdot t. \quad (72)$$

Обозначим:  $\mathcal{D}h = P$ , тогда

$$Q = P \cdot \frac{\Delta p}{\delta} \cdot S \cdot t. \quad (73)$$

Постоянная  $P$  носит название коэффициента проницаемости и определяется как количество газа или пара, кг, прошедшего через пластину единичной толщины и площади при разности давлений 133 Па в единицу времени.

Величину  $P$  можно найти, если известно количество протекающего газа или пара:

$$P = \frac{Q\delta}{\Delta P \cdot S \cdot t}. \quad (74)$$

Таким образом, перенос газа или паров через материал дает возможность определить из стационарного режима переноса потока коэффициент влагопроницаемости  $P$ . Следовательно, зная  $P$  и коэффициент диффузии  $D$ , можно легко определить коэффициент растворимости  $h$ , физический смысл которого заключается в следующем:  $h$  - это количество паров, кг, растворяющегося в  $1 \text{ м}^3$  материала при давлении паров 133 Па.

Величину коэффициента диффузии можно определить из нестационарного режима потока, задаваемого вторым законом Фика. Физический смысл нестационарного потока заключается в следующем: любой газ или пар, входя в пластину электроизоляционного материала, не содержащего в себе пара или газа, проникает через пластину до выхода на "сухую" сторону в течение времени, существенно большего, чем это потребуется ему потом, при установившемся стационарном потоке. Связано это с тем, что параллельно с процессом диффузионного переноса вещества идут процессы растворения и процессы насыщения паром или газом материала.

Если графически изобразить зависимость давления пара или газа от времени на "сухой" стороне пластины, то отрезок  $L = t_{\text{зап}}$  (запаздывания) (рис. 6.1). Используя большой экспериментальный материал, ученые показали, что большой класс зависимости коэффициента диффузии от концентрации подчиняется неравенству:

$$\frac{1}{6} \leq \delta \cdot \frac{t_{\text{зап}}}{\delta^2} \leq \frac{1}{2}. \quad (75)$$

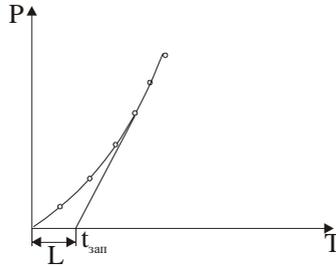


Рис. 6.1

Интегральный коэффициент является сложной функцией концентрации, пространственных координат и времени, его можно приближенно вычислить на основании выражения (68), если определено  $t_{\text{зап}}$ :

$$\mathcal{J} \approx \frac{\delta^2}{6t_{\text{зап}}} . \quad (76)$$

Процессы растворения пара или газа идут до тех пор, пока не наступит насыщение материалов. Эти процессы приводят к ухудшению электрических, изоляционных и других свойств материала. Наиболее опасным является соприкосновение с водой, если это:

- 1) конденсация водяных паров на поверхности изделия или туман;
- 2) смачивание брызгами воды;
- 3) погружение в воду.

#### Методика расчета влагозащиты

Под временем эффективной влагозащиты элемента РЭС понимают то время, в течение которого через защитную оболочку из полимерного материала пройдет критическое для данной изоляции количество влаги. Величина критического

количества влаги  $Q_{кр}$  определяется объемом изоляции  $V_{из}$ , коэффициентом растворимости влаги в изоляции  $h_{из}$  и величиной критической влажности  $N_{кр}$ .

$$Q_{кр} = V_{из} h_{из} N_{кр}. \quad (77)$$

Самое сложное в данном расчете - это определить  $N_{кр}$ . Зная  $N_{кр}$ , можно рассчитать срок эффективной защиты от влаги элемента РЭС в оболочке из полимерного материала.

Для определения величины  $N_{кр}$  представим элементы РЭС в виде физической модели объясняющей поведение элемента в условиях повышенной влажности окружающей среды (рис. 6.2. - элемент; 2 - оболочка из полимера; 3 - электрический вывод; 4 - дефект в оболочке; I - поток влаги через оболочку; II - поток влаги в месте вывода; III - поток влаги через дефект в оболочке I, II, III - возможные пути проникновения влаги).

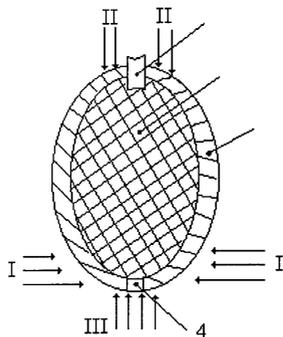


Рис. 6.2

По воздействию пара (воды) на функциональное ядро элемента, микромодуля или ИС все элементы разделяют на три типа.

1. Элементы, у которых внутренний объем заполнен газом, т.е. гидроизоляция не контактирует с поверхностью функционального узла.

2. Элементы, внутренний объем которых заполнен электроизолирующей жидкостью, т.е. непосредственного контакта нет.

3. Элементы, у которых есть хороший непосредственный контакт герметика с функциональным узлом.

В первом случае диффузия влаги приводит к увеличению влажности во внутреннем объеме с адсорбцией влаги.

Во втором случае возможно образование раствора или эмульсии. В случае помещения элемента в условия повышенной влажности проникновение влаги в диэлектрик может подчиняться тем же закономерностям. Влага будет проникать к функциональному ядру через дефектную часть оболочки. Если предположить, что:

а) диэлектрик оболочки изотропен;

б) скорость адсорбции со стороны окружающей среды выше скорости диффузии в оболочке;

в) коэффициент диффузии не зависит от концентрации влаги;

г) температура в процессе диффузии постоянна, тогда скорость диффузии через герметизирующую оболочку подчиняется эмпирическому уравнению

$$\frac{\partial M_1}{\partial t} = \mathcal{D} \cdot S_1 \cdot \Delta C_1, \quad (78)$$

где  $M_1$  - масса продифундировавшей влаги за время  $t$ ;  $D_1$  - коэффициент диффузии через материал оболочки;  $S_1$  - площадь бездефектной оболочки;  $C_1$  - концентрация влаги.

Скорость проникновения влаги через неплотные соединения (II) можно определить по эмпирическому уравнению

$$\frac{\partial M_2}{\partial t} = \mathcal{D}_s \cdot l_2 \cdot \Delta C_2, \quad (79)$$

где  $M_2$  - масса влаги, прошедшей через поверхность раздела за время  $t$ ;  $\mathcal{D}_s$  - коэффициент поверхностной диффузии вдоль поверхности раздела герметик – токовывод;  $l_2$  - периметр электрического вывода;  $\Delta C_2$  - градиент концентрации влаги вдоль вывода.

Если считать, что элементы проходят контроль после изготовления и не могут иметь дефектных мест в оболочке, можно исключить случай проникновения влаги по дефектам и записать, что количество влаги, проникающей через функциональный элемент, равно

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \mathcal{D}_1 \cdot S_1 \cdot \Delta C_1 + \mathcal{D}_s \cdot l_2 \cdot \Delta C_2. \quad (80)$$

Последнее выражение можно считать математической моделью поведения радиодетали во влажной среде, так как с количеством проникающей влаги коррелируются все параметры функционального ядра.

При расчете времени эффективной влагозащиты изделия следует дифференцируемо рассматривать два случая:

1. Защита невлагоёмкого изделия.
2. Защита изделия, имеющего влагоёмкие элементы (например, бумага).

Дело в том, что водяные пары, проникающие под оболочку невлагоёмкого изделия, целиком идут на увеличение парциального давления в замкнутом объеме между оболочкой и невлагоёмким изделием. При наличии влагоёмкой составляющей водяные пары в первый момент времени поглощаются этой составляющей и до определенного момента не вызывают ухудшения электрических характеристик элемента.

## 7 НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ

Если температурное поле меняется во времени, т.е. является функцией времени, то протекающие в таких условиях тепловые процессы называются нестационарными. Нестационарность тепловых процессов обуславливается изменением энтальпии тела, т.е. его теплосодержанием, в конечном счете нестационарность тепловых процессов связана с явлением прогрева (охлаждения) тела.

Пусть тело внесено в среду с более высокой температурой. Сразу же между телом и средой возникает процесс теплообмена и тело начинает нагреваться (рис.7.1).

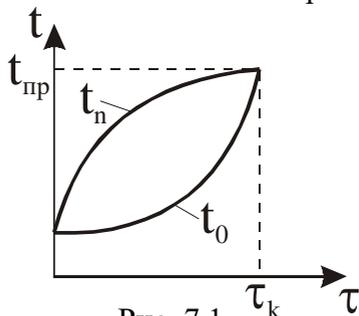


Рис. 7.1

Сначала нагреваются поверхностные слои ( $t_n$ ), но постепенно процесс нагрева распространяется и в глубь тела ( $t_0$ ). Если рассматривать зависимость температуры от времени, то видно, что температура поверхности и температура в центре тела достигает температуры среды по прошествии длительного времени, а сам ход процесса следует сложной зависимости и может быть представлен экспериментальным законом (рис.7.2).

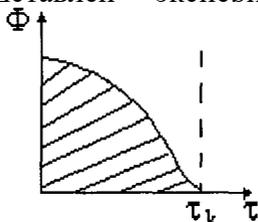


Рис. 7.2

При нестационарном режиме интенсивность подвода тепла в системе среда - тело тоже непостоянна во времени. О характере изменения этой величины можно судить по рис. 20.

Из рисунка видно, что по мере прогрева тела интенсивность передачи теплоты постоянно уменьшается и в пределе становится равной 0. Площадь, заключенная между осями и кривой, определяет полное количество теплоты, переданное за время нагревания тела. Эта теплота аккумулируется телом и идёт на повышение его энтальпии. Аналогичным образом протекает процесс охлаждения тела. При этом его энтальпия уменьшается, а выделенная теплота передается в окружающую среду. Скорость изменения энтальпии прямо пропорциональна способности материала проводить теплоту и обратно пропорциональна его способности удерживать теплоту (аккумулирующие способности). Поэтому в целом скорость теплового процесса при нестационарном режиме определяется значением коэффициента температуропроводности

$$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}, \left[ \frac{M^2}{c} \right]. \quad (81)$$

Подобный характер зависимости температуры от времени справедлив лишь для твердых тел. При нагреве жидких или газообразных тел сразу возникает конвекция, которая способствует выравниванию температур. В этом случае говорят лишь о средней температуре. Решить задачу нестационарной теплопроводности - это значит найти зависимость изменения температуры и количества переданной теплоты во времени для любой точки тела. Такие зависимости могут быть получены путем решения дифференциального уравнения теплопроводности.

$$\frac{dt}{d\tau} = \alpha \nabla^2 t. \quad (82)$$

Аналитическая теория ставит своей целью получение общего решения. Такие решения получаются достаточно сложными даже для тел простой формы.

Любой процесс нагревания или охлаждения можно разделить на три режима.

1. Начало - его характерной особенностью является распространение температурных возмущений во всех направлениях и с разной скоростью и захват всё новых и новых слоев тела. Скорость изменения температуры в разных точках различна. Поле температур сильно зависит от начального состояния, и поэтому первый режим характеризует начальную стадию развития процесса.

2. С течением времени влияние начальных неравновесностей сглаживается и относительная скорость изменения температуры во всех точках тела становится постоянной. Это режим упорядоченного процесса. Он подчиняется простому экспоненциальному закону и носит название регулярного режима.

3. Наступает по прошествии длительного времени. Он характеризуется постоянством температуры во времени и носит название стационарного теплового режима.

## **8 ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ СТАЦИОНАРНЫХ ПОЛЕЙ**

Сложности, возникающие при решении задач, связанных с нестационарным ходом процесса, вынуждают полагать процесс стационарным (не изменяющимся во времени), однако и в этом случае есть свои сложности.

РЭС представляет собой систему многих тел с внутренними источниками тепла, которые формируют температурное поле аппарата. Его вид зависит от мощности и распределения источников тепла, конструкции и режимов

работы аппарата, систем охлаждения, геометрических параметров, физических свойств материала, условий эксплуатации и т.д.

При изучении стационарного режима РЭС задача формулируется следующим образом: надо найти температуру  $t_j$  области  $j$  в зависимости от суммарной мощности источников  $\Phi$ :

$$t_j = f(\Phi). \quad (83)$$

Эта температура является аддитивной функцией температуры среды ( $t_c$ ) и температуры перегрева  $V_j$ , возникающего в результате действия всех источников тепла в аппарате. Влияние источников тепла на тепловой режим области  $j$  будет выражаться формулой

$$V_j = t_j - t_c = V_j(\Phi). \quad (84)$$

Зависимость температуры перегрева  $V_j$  от суммарной мощности  $\Phi$  всех источников, действующих в аппарате, называется тепловой характеристикой  $j$ -й области аппарата. Совокупность таких областей образует систему многих тел с сосредоточенными источниками тепловой энергии. Анализ температурных полей таких систем является сложной задачей. Для её решения всё многообразие конструкций РЭС подразделяется на две группы.

Характерной особенностью модели является разделение всех поверхностей модели на отдельные условно изометрические участки. Например, при определении среднеповерхностной температуры условной зоны условно-изотермическими считаются такие участки, как поверхность корпуса, вся поверхность нагретой зоны, состоящей из поверхностей элементов и части шасси, не занятой им.

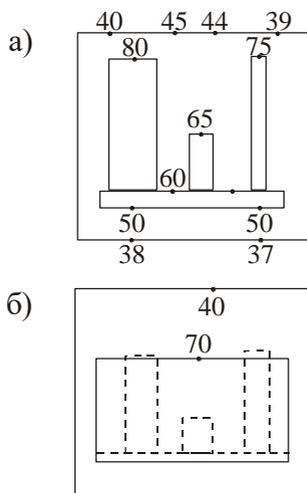


Рис. 8.1

На рис. 8.1 а, показан разрез РЭС и значения температур, измеренных в разных точках корпуса, шасси и элементной базы.

На рис. 8.1 б представлена тепловая модель аппарата, на основании которой определяются среднеповерхностные температуры, при этом сложный по форме контур заменен на прямоугольник, поверхность которого изотермическая. Такое допущение применяется к корпусу. Задача упрощается настолько, что математическое описание теплообмена становится возможным и сравнительно несложным.

Вторая группа: нагретая зона РЭС представляет собой неоднородную систему многих тел, представленных в виде однородного тела, свойства этого тела характеризуются эффективными значениями коэффициента теплопроводности и теплоёмкости. Внутри этого анизотропного тела по объему распределены источники энергии. Совокупность таких тел образует систему тел. Рассмотрим систему тел с источниками тепла, в которых происходит теплообмен между ними, а также и с окружающей средой. Допустим, что эта система тел

омывается жидкостью или газом (рис. 8.2 где  $t_1 > t_2 > t_3 > t_c$ ;  $t_1, t_2, t_3$  -среднеповерхностные температуры тел).

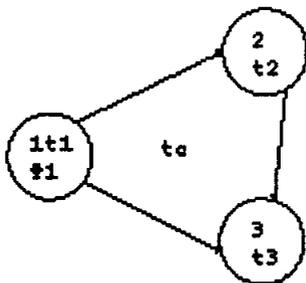


Рис. 8.2

В соответствии с законом сохранения энергии можно записать систему

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \Phi_{1c} + \Phi_{12} + \Phi_{13}; \\ \Phi_{12} &= \Phi_{2c} + \Phi_{23}; \\ \Phi_{3c} &= \Phi_{23} + \Phi_{13}. \end{aligned} \quad (85)$$

$\Phi_{ij}$  - тепловой поток от  $i$ -го тела к  $j$ -му.

Тепловые потоки можно выразить через температурные ( $t_i - t_j$ ) напоры и тепловые проводимости  $\sigma_{ij}$ :

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{12} &= \sigma_{12}(t_1 - t_2), \Phi_{1c} = \sigma_{1c}(t_1 - t_c) \\ \Phi_{13} &= \sigma_{13}(t_1 - t_3), \Phi_{2c} = \sigma_{2c}(t_2 - t_c) \\ \Phi_{23} &= \sigma_{23}(t_2 - t_3), \Phi_{3c} = \sigma_{3c}(t_3 - t_2) \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

Подставим (97) в (96).

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1 &= \sigma_{1c}(t_1 - t_c) + \sigma_{12}(t_1 - t_2) + \sigma_{13}(t_1 - t_3) \\ 0 &= \sigma_{2c}(t_2 - t_c) + \sigma_{23}(t_2 - t_3) + \sigma_{12}(t_2 - t_1) \\ 0 &= \sigma_{3c}(t_3 - t_2) + \sigma_{23}(t_3 - t_2) + \sigma_{13}(t_3 - t_1) \end{aligned} \right\} \quad (87)$$

Для системы из  $N$  тел

$$\sum_{i=1}^{N+1} \delta_{ij} (t_j - t_i) = \Phi_j, \quad (88)$$

где  $\delta_{ij}$  - тепловая проводимость от  $i$ -го тела к  $j$ -му;  $t_i, t_j$  - температуры тел  $i$  и  $j$ .

Особенности экспериментального исследования тепловых режимов и, в частности замер температуры с помощью термодпар, предполагают измерения не температуры тела (среды), а температуры перегрева тела над средой  $V_j = t_j - t_c$ . Перепишем выражение (97):

$$\alpha = -\lambda \frac{\frac{\partial t}{\partial n}}{t_1 - t_{c1}}. \quad (89)$$

Из сравнения систем (89) и (86) видно, что последняя проще. Ее также можно представить в общем виде:

$$\sum_{i=1}^{N+1} \sigma_{ij} (V_j - V_i) = \Phi_j; V_{N+1} + V_c = 0. \quad (90)$$

Это уравнение теплового баланса системы тел.

## 8.1. Принцип суперпозиции

Если мощность источников тепла, коэффициенты теплопроводности отдельных частей системы и коэффициенты теплообмена не зависят от температуры, то в точке  $j$  системы стационарная температура зависит от мощности источников.

$$t_j = t_c + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N F_{ij} \Phi_i, \quad (91)$$

где  $t_c$  - температура внешней среды;  $F_{ij}$  - тепловые коэффициенты;  $N$  - число областей системы;  $\Phi_i$  - мощности источников в  $i$ -ой части системы.

Записанное уравнение является принципом суперпозиции, который гласит, что температура  $i$ -го элемента равна сумме температуры  $t_c$  среды и алгебраических сумм перегревов, возникающих за счет действия всех источников тепла. В этом случае исследование стационарного температурного поля линейных систем с источниками энергии сводится к определению коэффициентов  $F_{ij}$ . Их можно находить экспериментально, теоретическим путем или с помощью аналоговых методов.

Экспериментальный метод заключается в следующем: в некоторой точке  $j$  (точка наблюдения системы) помещается температурный зонд (термопара). Определяем зависимость  $t_j - t_i = f(\Phi_j)$ , а потом из уравнения (91) для точки  $j$  следует, что эта зависимость будет иметь вид

$$t_j - t_i = F_{ij} \Phi_i, \quad (92)$$

т.е., зная  $\Phi_i$ ,  $t_j$  и  $t_c$ , вычисляем  $F_{ij}$ .

Аналитический метод определения тепловых коэффициентов сводится к решению системы уравнений баланса, тепловой энергии или теплопроводности в каждом конкретном случае. Задача по расчету тепловых режимов может быть упрощена за счет специальных конструкций элементов РЭС. Некоторые специальные виды РЭС содержат много одинаковых в конструктивном отношении элементов, повторяющихся в трех измерениях. В этом случае можно использовать прием перехода от реальной неоднородной системы тел к однородному, или, точнее, квазиоднородному, телу. Если нагретая зона состоит из конструктивных одинаковых элементов, распределенных в пространстве в определенной последовательности, то говорят, что система этих нагретых тел обладает дальним порядком, т.е. в любом направлении геометрические и физические свойства периодически повторяются. В этой системе можно выделить

элементарный объем, многократным повторением которого можно получить исходную систему. Это называется элементарной ячейкой. Поскольку эффективные коэффициенты теплопроводности и некоторые геометрические размеры такой ячейки и всей системы с дальним порядком совпадают, то можно определить эффективные коэффициенты теплопроводности системы по элементарной ячейке.

Метод определения эффективной теплопроводности можно применить к системе, в которой наблюдается нарушение дальнего порядка (например, не все конструктивные элементы одинаковы в геометрическом отношении, нарушается периодичность их расположения и т.д.). В такой системе можно перераспределить элементы и снова получить систему с дальним порядком. При этом вместо реальных конструктивных элементов следует брать их определенные размеры. Это системы с ближним порядком. Большинство реальных нагретых зон РЭС являются системой с ближним порядком. Использование изложенных приемов позволяет перейти от сложной системы твердых тел с различными физическими и геометрическими параметрами к однородному анизотропному телу.

## **8.2. Принцип местного влияния**

Этот принцип используется при анализе температурных полей. Он позволяет определить, на каком расстоянии от области, занятой источником тепловой энергии, конфигурация этой области практически не влияет на характер температурного поля в теле (рис 8.3).

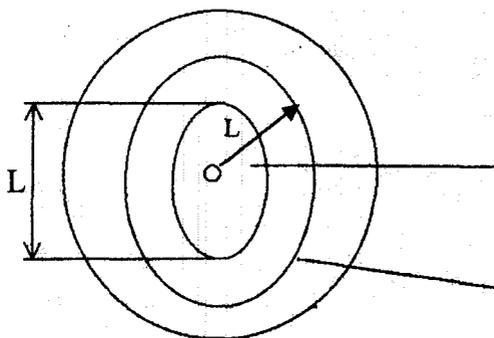


Рис. 8.3

Этот принцип впервые разработан Дульневым. Было показано, что если источник занимает область  $V$  и равномерно распределен по всей области, то за пределами круга радиуса  $L$  (наибольший определяющий размер) и с центром в геометрическом центре зоны характер температурного поля такой же, когда весь тепловой поток расположен в центре области.

Пример: рассмотрим температурное поле группы элементов, расположенных на плате внутри РЭС и являющихся источником тепловой энергии. Они вызовут такое же повышение температуры в отдельных частях аппарата, как равномерно распределенный на плате источник той же мощности. Однако вблизи элементов температурное поле в значительной мере зависит от размеров и конфигурации самих элементов.

Учет двух принципов позволяет сформировать для РЭС сложной конструкции следующие выводы:

1) температурный фон в точке  $j$  практически не зависит от форм и размеров удаленных от этой точки деталей, способа монтажа на платах и шасси, а также характера распределения мощностей источников;

2) наведенный перегрев в точке  $j$  определяется суммарной мощностью всех источников тепла, действующих в

РЭС, за исключением  $j$ -го источника. На основании вышеизложенного запишем

$$t_{j\phi} = t_c + F_{j\phi}(\Phi - \Phi_j),$$

где  $\Phi$  - суммарная мощность всех источников;  $t_{j\phi}$  - температурный фон в точке  $j$ ;  $t_c$  - температура среды;  $\Phi_j$  - мощность источников, действующих в рассматриваемом теле.

## 9. СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ

Многообразие РЭС можно разделить на 2 группы:

- 1) аппараты с деталями на шасси;
- 2) аппараты кассетной конструкции.

Аппараты первой группы разделяют на приборы с негерметичными или пылевлагозащитными корпусами и устройства с герметичными корпусами.

Способы охлаждения негерметичных аппаратов

Конструкции в пылевлагозащищенных корпусах с незначительным тепловыделением допускают отсутствие, каких - либо специальных устройств для охлаждения. В этих аппаратах перенос выделяемой энергии от теплорассеивающих элементов корпусу и далее в окружающую среду происходит за счет конвекции и теплового излучения, а также при наличии хорошего контакта между шасси корпусом - за счет теплопроводности (рис.9.1).

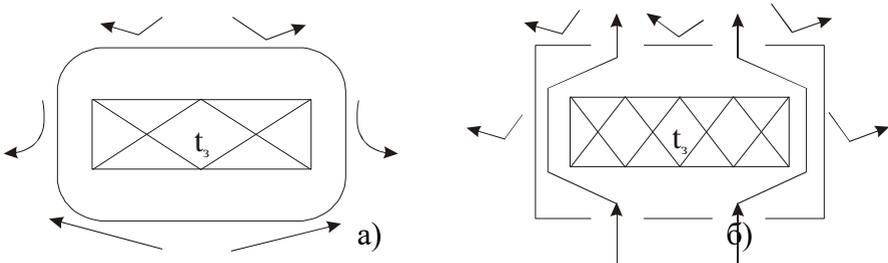


Рис. 9.1

На рисунке стрелочками показаны тепловые потоки.

В аппаратах, имеющих перфорации в верхних и нижних частях корпуса, а также шасси происходит интенсивный обмен с окружающей средой за счет вентиляции (рис. 27,б). Выделяемая внутри аппарата тепловая энергия уносится через аппарат снизу вверх воздухом, а также за счет конвекции и излучения наружными поверхностями корпуса.

Конструкции с принудительной вентиляцией применяются, когда тепловыделение элементов в аппаратах достаточно велико. Для создания организованного продува охлаждающего воздуха в противоположных стенках корпуса выполняются вводящие и выводящие устройства (зазоры, щели). Какие-либо отверстия в корпусе, кроме подводящих или отводящих, например, в средней части, приводят к перерасходу воздуха и лишнему расходу энергии на вентилятор (рис. 9.2).

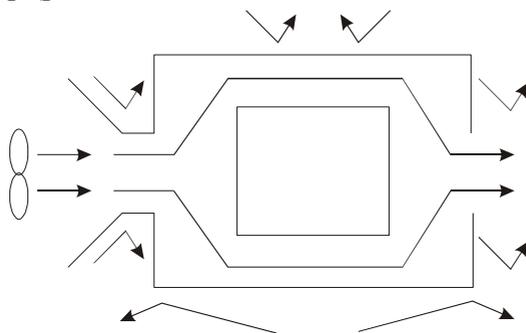


Рис. 9.2

Для аппаратов с деталями на шасси возможны следующие способы охлаждения:

1. При небольших рассеиваемых мощностях, аппараты в герметичном корпусе не имеют специальных устройств охлаждения. Теплообмен с окружающей средой осуществляется за счет естественной конвекции и теплового излучения (рис. 27,а).

2. Герметичные аппараты со значительным тепловыделением. Усиление теплообмена создается принудительной циркуляцией воздуха внутри корпуса. Принудительная вентиляция повышает теплоотдачу от теплорассеивающих поверхностей к корпусу и далее в окружающую среду, тем самым понижая температуру внутри аппарата (рис. 9.3).

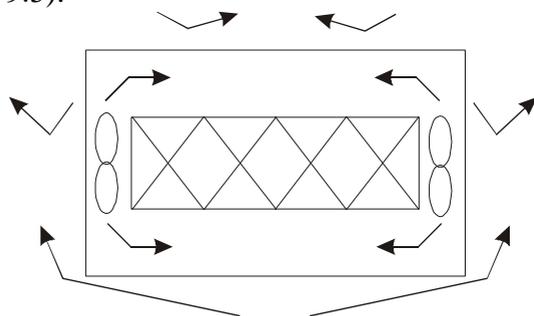


Рис. 9.3

Устройства с микроминиатюрными и миниатюрными компонентами выполняются в виде конструкций ряда плат с установленными модулями и микромодулями, электрически связанными печатным монтажом. Платы объединяются в кассеты, которые весьма удобны в эксплуатации. Кассеты могут размещаться в блоках горизонтально или вертикально в один или несколько рядов. Аппараты на объекте можно установить отдельно друг от друга, и тогда они представляют собой одноблочное устройство, или могут группироваться вместе, образуя многоблочные конструкции (стойки, контейнеры). Способы охлаждения аппаратов кассетной конструкции, наиболее часто встречающиеся в практике радиоконструирования:

1. Аппараты в герметичном корпусе с небольшим тепловыделением плат, не имеющие специальных устройств охлаждения. В таких конструкциях воздушные промежутки между платами весьма малы, поэтому естественная конвекция воздуха внутри конструкции между платами практически

отсутствует и теплопередача от внутренних поверхностей к корпусу происходит за счет теплопроводности воздуха и плат, а от корпуса тепловой поток рассеивается конвекцией и тепловым излучением (рис. 9.4).

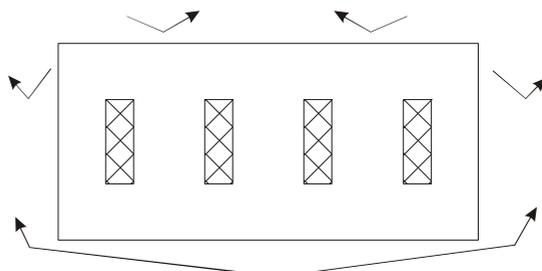


Рис. 9.4

2. Естественная вентиляция в аппаратах кассетной конструкции в негерметичном корпусе осуществляется через перфорации между платами. Платы установлены вертикально. При этом рассеиваемый платами тепловой поток уносится протекающим снизу вверх воздухом. Часть тепла отдается в окружающую среду через поверхность корпуса вследствие конвекции и теплового излучения (рис. 9.5).

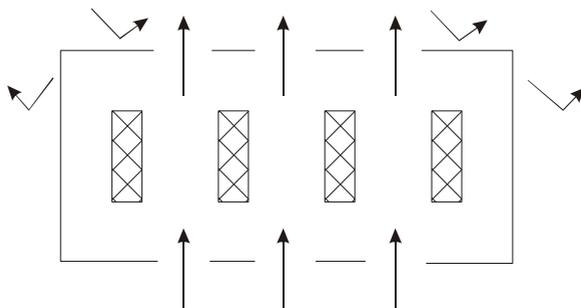


Рис. 9.5

3. Повышенное тепловыделение плат требует более интенсивного отвода тепла. При этом воздух, поступающий в аппарат, распределяется между платами специальным

воздухораспределителем, который из конструктивных соображений размещается на задней поверхности корпуса.

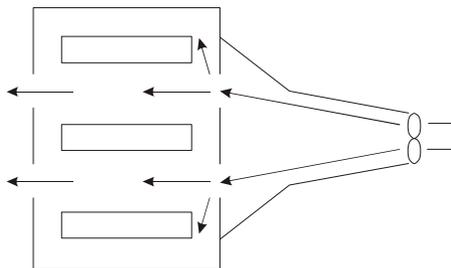


Рис. 9.6

Значительная доля рассеиваемого тепла уносится охлаждающим воздухом, а остальная часть передается корпусом в окружающую среду (рис. 9.6).

## 10. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РЭС

Нормальный тепловой режим радиоэлектронных средств обеспечивается применением специальных устройств, получивших название систем обеспечения теплового режима (СОТР). Под СОТР понимается совокупность совместно используемых устройств, конструктивных элементов и рабочих веществ, обеспечивающих такой тепловой режим радиоэлектронного аппарата, когда температура отдельных радиодеталей и узлов его находится в диапазоне  $\Delta T_{\text{ДОП}} = T_{\text{ДОП.max}} - T_{\text{ДОП.min}}$  при изменении температуры окружающей среды в пределах  $\Delta T_{\text{С}} = T_{\text{С.max}} - T_{\text{С.min}}$ .

Системы обеспечения теплового режима подразделяются на две большие группы – системы охлаждения и системы термостабилизации.

Системы охлаждения применяются, когда температура элементов превосходит  $T_{\text{ДОП.max}}$  и от элементов (радиодеталей)

необходимо отведать тепло или тогда, когда нормальное функционирование аппаратуры достигается при температуре отдельных её элементов, лежащей в области низких и сверхнизких температур (приёмники космических систем связи; приёмники излучения). Заметим, что к низким температурам относятся температуры до 173 К, к сверхнизким в диапазоне от 120 К до 173 К [9].

Системы термостабилизации применяются, когда требуется поддержание температуры отдельных узлов радиоэлектронных устройств (кварцевые температуры, гетеродины приёмников, датчики опорных частот и т.д.) в узком диапазоне – градусы, доли градусов. Поддержание температуры здесь достигается за счёт как стока так и притока тепловой энергии в терморегулируемый объём.

### **10.1. Классификация СОТР**

Системы обеспечения тепловых режимов, наиболее часто применяемые в радиоэлектронных устройствах, можно классифицировать по ряду признаков (рис. 1.1), в частности:

- по допустимому диапазону температур элементов и узлов – на системы охлаждения и системы термостабилизации;
- по месту установки – на наземные, корабельные, самолётные, ракетные, космические;
- по роду рабочего вещества (теплоносителя) – на воздушные (газовые), жидкостные, испарительные;
- по основному виду теплопередачи – на конвективные (которые в свою очередь подразделяются на системы с естественной и вынужденной конвекцией), кондуктивные, у которых отвод тепла осуществляется за счёт теплопроводности и системы, основанные на фазовых превращениях рабочего тела (кипение, плавление, сублимация);
- по характеру контакта теплоносителя с источником тепла- на системы прямого и косвенного действия. В системах

прямого действия теплоноситель непосредственно омывает источник тепла, в системах косвенного действия теплоноситель и источник тепла связаны через элементы конструкции или через специальные тепловые мосты;

- по охвату узлов радиоэлектронного устройства – на общие и локальные; в последнем случае охлаждаются отдельные теплонагруженные элементы (узлы) аппарата;

- по связи теплоносителя с окружающей средой – на замкнутые и разомкнутые: в разомкнутых системах отработанный (нагретый) теплоноситель удаляется из системы и больше не используется; в системах, работающих по замкнутому циклу, нагретый теплоноситель охлаждается и вновь используется, в этом случае система должна иметь дополнительный контур для охлаждения теплоносителя, которое осуществляется в специальном теплообменнике;

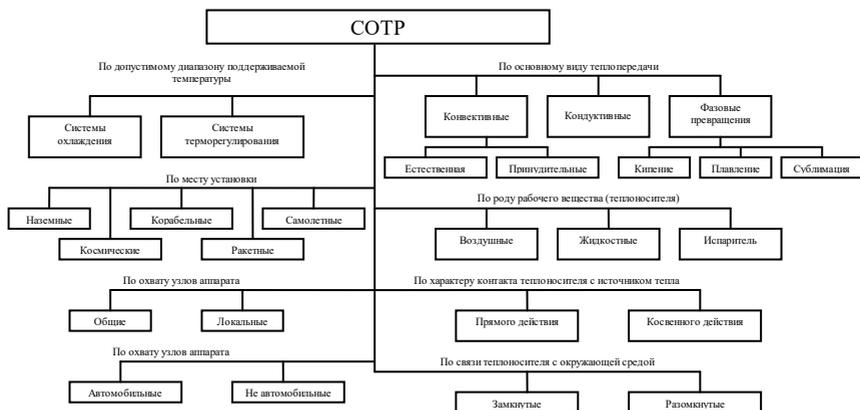


Рис. 10.1. Классификация систем обеспечения тепловых режимов РЭС

- по связи с объектом размещения – на автономную и неавтономную.

Приведённая классификация не является полной, однако она отражает основные характерные черты СОТР.

## **10.2. Системы охлаждения РЭС**

Рассмотрим наиболее часто применяемые системы охлаждения РЭС.

### **10.2.1. Воздушные системы охлаждения**

Воздушное охлаждение в радиоэлектронных аппаратах самого различного назначения и места установки находит очень широкое применение. Это объясняется его простотой и экономичностью. Применяется как естественное, так и принудительное воздушное охлаждение.

Охлаждение при естественной конвекции обеспечивает плотность теплового потока, отводимого от аппарата до  $200 \text{ Вт/м}^2$ . Для интенсификации теплообмена применяется ряд мер, в частности:

- перфорируется кожух аппарата, применяются жалюзи, что позволяет за счёт естественной вентиляции снизить температуру в аппарате на 20-30% по сравнению с герметичным кожухом;

- увеличивается теплоотдающая поверхность кожуха за счёт его ребрения;

- перемешивается воздух во внутреннем объёме, что увеличивает передачу тепла от источников к кожуху;

Принудительное воздушное охлаждение применяется, когда требуется отводить плотность тепловых потоков до  $2...3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ . Принудительные потоки воздуха создаются специальными вентиляторами, компрессорами. Охлаждение может осуществляться двумя методами:

- обдувом внешней поверхности кожуха аппарата;

- продувом воздуха через внутренний объём.

Второй путь предпочтительнее, т.к. обеспечивает непосредственный отвод тепла от теплонагруженных

элементов и узлов, но при этом требуется предварительная очистка и осушение воздуха, для чего применяются фильтры.

Системы с продувом воздуха через внутренний объём подразделяются на приточные (воздух нагнетается в аппарат), вытяжные и приточно-вытяжные.

Эффективность принудительного воздушного охлаждения определяется температурой воздуха на входе в аппарат и его массовым расходом.

### 10.2.2. Жидкостные системы охлаждения

Жидкостные системы охлаждения подразделяются на термосифонные и с принудительной циркуляцией теплоносителя (рис.10.2). Они могут быть прямого и косвенного действия, работать по замкнутому и разомкнутому циклам. В системах косвенного действия жидкость циркулирует по специальным каналам, имеющим хороший тепловой контакт с теплонагруженными элементами.

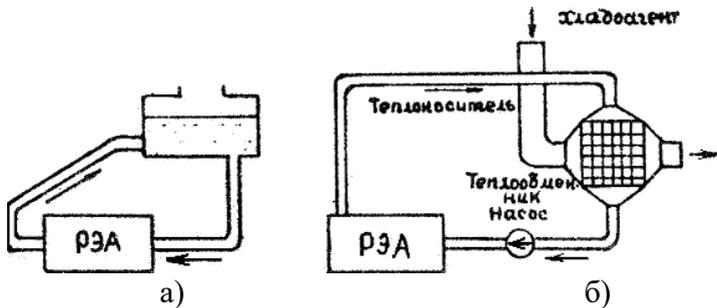


Рис. 10.2. Жидкостные системы охлаждения:  
а) термосифонная; б) с принудительной циркуляцией теплоносителя.

В термосифонных системах (рис 10.2 а) циркуляция жидкости обеспечивается за счёт её различной плотности на входе в аппарат и выходе из него. Жидкость охлаждается в

специальном резервуаре за счёт испарения и теплообмена его корпуса с окружающей средой.

Эффективность термосифонных систем сравнительно невелика. В зависимости от теплофизических свойств жидкости плотность теплового потока составляет  $10^3 - 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>

В системах с принудительной циркуляцией (рис. 10.2 б) жидкость прогоняется специальными устройствами – насосами, помпами. Охлаждение жидкости производится в специальном теплообменнике. Эти системы работают, как правило, по замкнутому циклу. Жидкость здесь является промежуточным теплоносителем между радиоэлектронным аппаратом и теплообменником. В качестве теплообменника чаще всего используется радиаторы.

В жидкостных системах охлаждения температура кипения промежуточного теплоносителя должна быть выше предельно допустимой температуры теплонагруженных элементов.

Системы охлаждения с принудительной циркуляцией теплоносителя весьма эффективна. Плотность теплового потока, снимаемого с нагретой поверхности, доходит до  $5 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. Такие системы находят применение, как в наземных радиоэлектронных устройствах, а также на самолётах и морских судах. На самолётах они применяются, когда требуется отводить большие мощности при высоте полёта, большей 20-25 км.

### **10.2.3. Испарительные системы охлаждения**

Когда требуется отбирать очень большие плотности тепловых потоков свыше  $5 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>, используются испарительные системы, в которых для отвода тепла используется процесс кипения жидкости. Очевидно, в этом случае температура источников тепла должна быть выше температуры кипения жидкости.

Одна из возможных схем испарительно-жидкостной системы представлена на рис. 10.3.

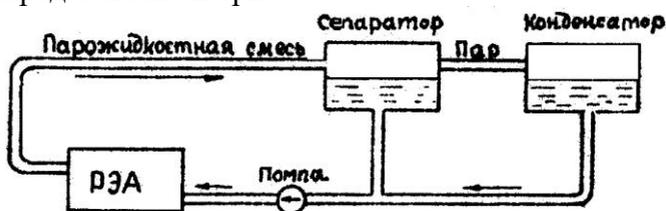


Рис. 10.3. Испарительно-жидкостная система охлаждения

Прогоняемая через аппарат жидкость при контакте с нагретой поверхностью закипает. Парожидкостная смесь поступает в сепаратор, где происходит разделение жидкости и пара. Пар поступает в конденсатор (теплообменник), образующийся конденсат стекает вниз, откуда вместе с жидкостью сепаратора вновь поступает на охлаждение РЭА.

Кроме жидкостно-испарительных, находят применение газо-испарительные системы, в которых охлаждение нагретых поверхностей производится вынужденным потоком газа, содержащим мелкие капли жидкости (рис. 1.4). Охлаждение здесь осуществляется конвекцией и испарением капель жидкости, осевшей на нагретой поверхности.

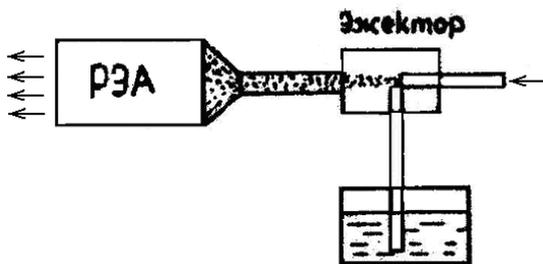


Рис. 10.4. Газоиспарительное охлаждение

Эффективность газоиспарительных систем охлаждения ниже жидкостных и испарительных систем, но значительно выше воздушных.

Конструктивное выполнение рассмотренных жидкостных и испарительных систем может быть самым различным. В ряде случаев элементы систем охлаждения (теплообменник, сепаратор, конденсатор), выполняются как единое целое с конструкцией аппарата.

#### **10.2.4. Кондуктивные системы охлаждения**

Кондукция, как механизм переноса тепла, играет определённую роль во всех рассмотренных выше системах охлаждения, поскольку перенос тепла от источников и охлаждаемой поверхности (поверхности деталей, шасси платы) осуществляется благодаря кондукции. Однако здесь кондукция не определяет названия системы охлаждения, так как в них действует более интенсивные механизмы теплообмена и переноса тепловой энергии. В конструктивных системах охлаждения явление теплопроводности является основным механизмом переноса тепла от источников к теплоприёмникам.

Конструктивное охлаждение наиболее часто применяется, как метод локального охлаждения. Однако он находит применение и для общего охлаждения в блоках с очень высокой плотностью монтажа и большой объёмной плотностью тепловых потоков.

Принцип кондуктивного охлаждения радиоэлектронного аппарата изображён на рис. 10.5.

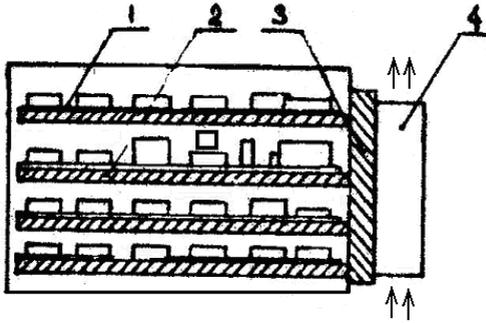


Рис. 10.5. Кондуктивное охлаждение

Плата 1, на которой смонтированы радиоэлементы (микросхемы), имеет хороший тепловой контакт с металлическими шинами 2, выполняющих роль теплостоков. По теплостокам тепловая энергия поступает к коллектору 3, охлаждаемому при помощи воздушного или жидкостного теплообмена.

К кондуктивным системам охлаждения относятся термоэлектрические охлаждающие устройства и тепловые трубки.

### 10.3. Основные элементы систем охлаждения

В общем случае в состав системы охлаждения входят агрегаты для создания движения рабочего вещества – теплоносителя - нагнетатели (вентиляторы, компрессоры, насосы), теплообменники, устройство для транспортирования и содержания рабочих веществ (трубопровод, арматура, баки) и, наконец, рабочие вещества (теплоносители).

Рассмотрим основные элементы систем охлаждения.

#### 10.3.1. Теплоносители

Теплоносители (рабочие вещества) оказывают существенное влияние на эффективность, массу, габариты и

эксплуатационные характеристики систем охлаждения. Требования к теплоносителям весьма многообразны. В каждом конкретном случае теплоноситель выбирается из сочетания его свойств, в частности:

теплофизических – теплоёмкости, теплопроводности, вязкости, плотности, теплоты парообразования и т.д.

электрофизических - диэлектрической проницаемости, пробивного напряжения, тангенса угла диэлектрических потерь и т.д.

эксплуатационных – температуры замерзания и кипения, пожаро-взрывобезопасности, нетоксичности, малой коррозионной активности, по отношению к конструкционным материалам, стабильности состава.

Кроме того, рабочие вещества должны иметь низкую стоимость.

При выборе теплоносителя в первую очередь принимаются их теплофизические свойства.

Для предварительной оценки пригодности жидкостей и газов в качестве теплоносителя можно использовать следующие комплексы теплофизических свойств [10]:

при ламинарном течении

$$M_{л} = \sqrt[3]{\lambda^2 C_p \gamma}; \quad (93)$$

при турбулентном течении

$$M_{т} = \left( \frac{\lambda^{\frac{3}{2}} \gamma C_p}{\nu} \right)^{\frac{2}{5}}; \quad (94)$$

при пузырьковом поверхностном кипении

$$M_{к} = \sqrt{\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s}} \left[ 1 + 10 \left( \frac{\gamma''}{\gamma'} \right)^{\frac{2}{3}} \right]; \quad (95)$$

при испарение жидкости

$$M_{II} = \frac{r}{C_p} T_s . \quad (96)$$

В выражениях (93 и 94) физические параметры теплоносителя  $C_p, \lambda, \gamma, \nu$  берутся при средней температуре и соответствующем давлении; в выражениях (95) и (96) значения  $\lambda$ , плотность пара  $\gamma''$  и жидкости  $\gamma'$ , коэффициент поверхностного натяжения  $\sigma$  и теплота испарения  $r$  - при температуре насыщения  $T_s$ .

Наилучшим считается теплоноситель, который имеет наибольшее значение соответствующего комплекса.

В качестве теплоносителей широко используются воздух, вода, спирты (этиловый, метиловый) и их смеси, кремний, органические и фторорганические жидкости.

Воздух, как теплоноситель, широко применяется в системах охлаждения наземного и авиационного оборудования, что обусловлено такими его преимуществами, как химическая инертность, малая электро- и теплопроводность, вес и т.д. Однако воздух не может обеспечивать съема больших плотностей теплового потока.

Хорошим теплоносителем является вода. Недостаток воды – высокая температура кипения и замерзания. Для снижения температура кипения применяют водные растворы легкокипящих жидкостей. Например, 30%-ый водный раствор этилового спирта имеет соответственно температуру кипения и замерзания  $+84^\circ\text{C}$  и  $-24^\circ\text{C}$ , а 80%-ый раствор -  $+79^\circ\text{C}$  и  $-51^\circ\text{C}$ .

В системах охлаждения широко применяются фторорганические жидкости – перфторуглероды общей формулой  $C_nF_{2n}$ .

Эти жидкости не горючи, инертны по отношению к металлам и изоляционным материалам, обладают хорошей теплопроводностью и теплоёмкостью, низкой

электропроводностью (удельное объёмное сопротивление их лежит в пределах  $\rho_v=10^{10} - 10^{14}$  Ом\*м ) и высокой электрической прочностью –  $I_{пр}=50-300$  кВ/см; причём электрическая прочность не зависит от температуры и сохраняется при температуре кипения. Диэлектрическая проницаемость жидкостей перфторпарафинов, фторированных аналогов аминов близка к диэлектрической проницаемости воздуха ( $\xi=1.6...1.9$ ) и сравнительно мало изменяется в широких температурных пределах.

По своим свойствам фтороуглероды близки к сжиженным инертным газам.

Температура кипения их, в зависимости от химической структуры, лежит в пределах  $+30...+190$  °С, замерзания -  $30...160$  °С.

Теплофизические, химические и электрофизические свойства этих жидкостей позволяют использовать их в жидкостно-испарительных системах, где источники тепла (радиоэлементы и детали) имеют непосредственный контакт с жидкостью.

Недостатком фторорганических жидкостей является их повышенная летучесть, что накладывает определённые требования к конструктивному оформлению систем охлаждения.

### **10.3.2. Теплообменники**

Под теплообменником понимается устройство, в котором осуществляется передача тепла от одного теплоносителя к другому (хладоагенту) через разделяющую стенку.

Теплообменниками называются аппараты, в которых происходит теплообмен, между рабочими средами не зависимо от их технологического или энергетического назначения.

Технологическое назначение теплообменников многообразно. Обычно различаются собственно

теплообменники, в которых передача тепла является основным процессом, и реакторы, в которых тепловой процесс играет вспомогательную роль.

Классификация теплообменников возможна по различным признакам.

По способу передачи тепла различаются теплообменники смешения, в которых рабочие среды непосредственно соприкасаются или перемешиваются, и поверхностные теплообменники - рекуператоры, в которых тепло передается через поверхность нагрева - твердую (металлическую) стенку, разделяющую эти среды.

По основному назначению различаются подогреватели, испарители, холодильники, конденсаторы.

В зависимости от вида рабочих сред различаются теплообменники:

а) жидкостно-жидкостные - при теплообмене между двумя жидкими средами;

б) парожидкостные - при теплообмене между паром и жидкостью (паровые подогреватели, конденсаторы);

в) газожидкостные - при теплообмене между газом и жидкостью (холодильники для воздуха) и др.

По тепловому режиму различаются теплообменники периодического действия, в которых наблюдается нестационарный тепловой процесс, и непрерывного действия с установившимся во времени процессом.

В теплообменниках периодического действия тепловой обработке подвергается определенная порция (загрузка) продукта;

вследствие изменения свойств продукта и его количества параметры процесса непрерывно варьируют в рабочем объеме аппарата во времени.

При непрерывном процессе параметры его также изменяются, но вдоль проточной части аппарата, оставаясь постоянными во времени в данном сечении потока. Непрерывный процесс характеризуется постоянством

теплового режима и расхода рабочих сред, протекающих через теплообменник.

Конструкция теплообменников может быть самой различной. Простейшей конструкцией теплообменника является “труба в трубе” (рис. 10.6), в котором один из теплоносителей протекает по внутренней трубе, другой (хладоагент) – в межтрубном пространстве.

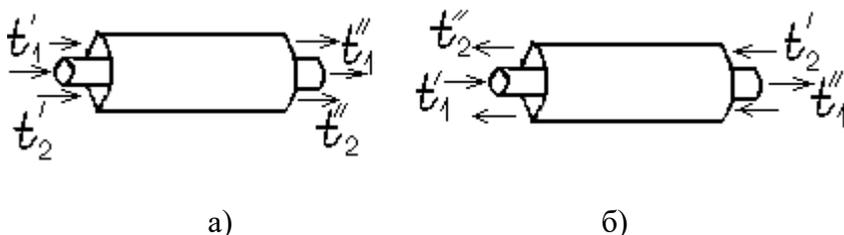


Рис. 10.6. Простейший теплообменник труба в трубе: а) с прямотоком; б) с противотоком.

Обычно тепловая энергия передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их твердую стенку (рекуперативные теплообменники). В зависимости от направления движения теплоносителей теплообменники относятся к прямоточному, противоточному и перекрестному типам (рис. 10.7). Конструктивно рекуперативные теплообменники могут выполняться с пластинчатыми и трубчатыми рабочими поверхностями, а в качестве теплоносителей могут быть использованы в них комбинации газа, пара и жидкости (жидкостные, жидкостно-жидкостные, газожидкостные, газо-газовые, парогазовые теплообменники).

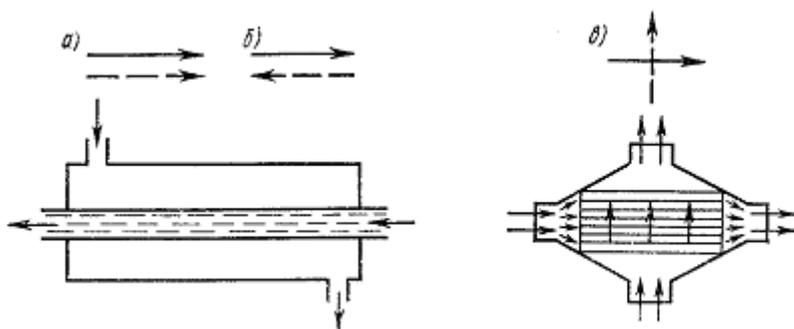


Рис. 10.7. Рекуперативные теплообменники с прямотоком (а), противотоком (б) и перекрестным током (в)

В качестве теплоносителя наиболее широко применяются насыщенный или слегка перегретый водяной пар. В смесительных аппаратах пар обычно барботируют в жидкость (впускают под уровень жидкости); при этом конденсат пара смешивается с продуктом, что не всегда допустимо. В поверхностных аппаратах пар конденсируется на поверхности нагрева и конденсат удаляется отдельно от продукта с помощью водоотводчиков. Водяной пар как теплоноситель обладает множеством преимуществ: легкостью транспортирования по трубам и регулирования температуры, высокой интенсивностью теплоотдачи и др. Применение пара особенно выгодно при использовании принципа многократного испарения, когда выпариваемая из продукт вода направляется в виде греющего пара в другие выпарные аппараты и подогреватели.

Обогрев горячей водой и жидкостями также имеет широкое применение и выгоден при вторичном использовании тепла конденсатов и жидкостей (продуктов), которые по ходу технологического процесса нагреваются до высокой температуры. В сравнении с паром жидкостный подогрев менее интенсивен и отличается переменной, снижающейся температурой теплоносителя. Однако регулирование процесса

и транспорт жидкостей так же удобны, как и при паровом обогреве.

Общим недостатком парового и водяного обогрева является быстрый рост давления с повышением температуры. Широко применяется обогрев горячими газами и воздухом (до 300—1000°C) в печах, сушильных установках. Газовый обогрев отличается рядом недостатков: трудностью регулирования и транспортирования теплоносителя, малой интенсивностью теплообмена, загрязнением поверхности аппаратуры (при использовании топочных газов) и др. Однако в ряде случаев он является единственно возможным (например, в воздушных сушилках).

В холодильной технике используется ряд хладагентов: воздух, вода, аммиак, углекислота, фреон и др.

При любом использовании теплоносителей и хладагентов тепловые и массообменные процессы подчинены основному— технологическому процессу производства, ради которого создаются теплообменные аппараты и установки. Поэтому решение задач оптимизации теплообмена подчинено условиям рационального технологического процесса. В радиоэлектронной аппаратуре используются более сложные конструкции теплообменников. Наибольшее применение нашли кожухотрубные и компактные теплообменники (рис. 10.8)

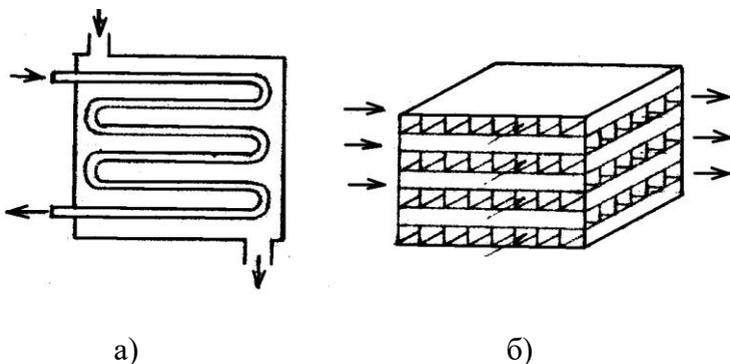


Рис. 10.8. Теплообменники:  
а) кожухо-трубный; б) компактный

В кожухотрубных теплообменниках одни ветви внутренних трубок работают в условиях прямотока, другие – противотока. В изображённом компактном теплообменнике теплоноситель и хладагент движутся под прямым углом по специальным каналам (схема перекрёстного тока). В компактных теплообменниках за счёт оребрения (стенки каналов) удаётся получить высокие значения тепловых потоков от теплоносителя к хладагенту при сравнительно небольших объёмах устройства.

Тепловой расчёт теплообменного устройства может быть конструкторским, целью которого является определение поверхности теплообмена и его геометрических размеров, и поверочный, при котором устанавливается режим работы теплообменника и определяются конечные температуры теплоносителя и хладагента. В обоих случаях используются одни и те же расчётные отношения.

Рассмотрим простейший теплообменник типа “труба в трубе” с прямотоком. Обозначим температуру промежуточного теплоносителя на входе  $t_1^I$ , на выходе  $-t_1^{II}$ ; хладагента на входе  $-t_2^I$ , на выходе  $-t_2^{II}$  (рис. 10.9).

Основными расчётными уравнениями теплообменника являются:

уравнение теплового баланса

$$P = G_1 C_{p1} (t_1^I - t_1^{II}) = G_2 C_{p2} (t_1^I - t_2^{II}); \quad (97)$$

уравнение теплопередачи

$$P = kS(t_1 - t_2) = kS\Delta t. \quad (98)$$

Здесь  $G_1$ ,  $G_2$  - соответственно массовый расход теплоносителя и хладагента, кг/с;

$C_{p1}, C_{p2}$  - удельные теплоёмкости теплоносителя и хладагента, Дж/кг\*с;

$k$  - коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>\*°С

$\Delta t$  - средняя температурная разность (средний температурный напор по всей поверхности теплообмена);

$S=f(l)$  – площадь теплопередающей поверхности.

Выражения (97) и (98) справедливы только в тех случаях, когда отсутствуют потери и приток тепла от окружающей среды, а фазовое (агрегатное) состояние теплоносителя и хладагента остаётся неизменным.

Как показано в работе [12], температурный напор  $\Delta t$  вдоль поверхности теплообменника изменяется по экспоненциальному закону.

Среднее значение температурного напора для теплообменника спрямотоком выражается формулой:

$$\Delta t_{\Leftrightarrow} = \frac{\Delta t^I - \Delta t^{II}}{\ln \frac{\Delta t^I}{\Delta t^{II}}} = \frac{(t_1^I - t_2^I) - (t_1^{II} - t_2^{II})}{\ln \frac{t_1^I - t_2^I}{t_1^{II} - t_2^{II}}}. \quad (99)$$

Полученное выражение температурного напора называется среднелогарифмическим температурным напором.

Выражение среднелогарифмического температурного напора для теплообменника с противотоком имеет вид:

$$\Delta t_{\Leftrightarrow} = \frac{(t_1^I - t_2^{II}) - (t_1^{II} - t_2^I)}{\ln \frac{t_1^I - t_2^{II}}{t_1^{II} - t_2^I}} \quad (100)$$

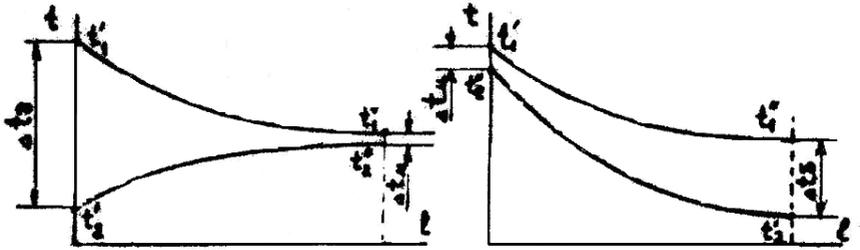


Рис. 10.9. К определению среднего температурного напора

Обозначив через  $\Delta t_{\delta}$  большой, а через  $\Delta t_M$  меньший температурный напоры между теплоносителем и хладагентом независимо от конца и начала поверхности (рис.10.8), выражение для температурного напора для прямотока и противотока можно объединить в одно, которое имеет вид:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}. \quad (101)$$

Когда температура теплоносителя и хладагента вдоль поверхности теплообменника изменяется незначительно, средний температурный напор можно вычислить как среднее арифметическое из крайних значений  $\Delta t^I$  и  $\Delta t^{II}$

$$\Delta t = \frac{1}{2}(\Delta t^I + \Delta t^{II}) = \frac{1}{2}(\Delta t_{\delta} + \Delta t_M).$$

Среднеарифметическое значение температурного напора всегда больше среднелогарифмического. При  $\frac{\Delta t^{II}}{\Delta t^I} 0.6$  они отличаются друг от друга меньше, чем на 3%.

Для теплообменников с перекрёстным током теплоносителя и хладагента средний температурный напор определяется из выражения:

$$\Delta t_{\uparrow} = \Delta t_{\leftrightarrow} \cdot \varepsilon, \quad (102)$$

где  $\Delta t_{\leftrightarrow}$  - температурный напор при противотоке, определяемый из выражения (100);

$\varepsilon$  - поправочный коэффициент, различный для теплообменников различных типов.

На рис. 10.10 приведена зависимость  $\varepsilon$  для теплообменников с перекрёстным током [2].

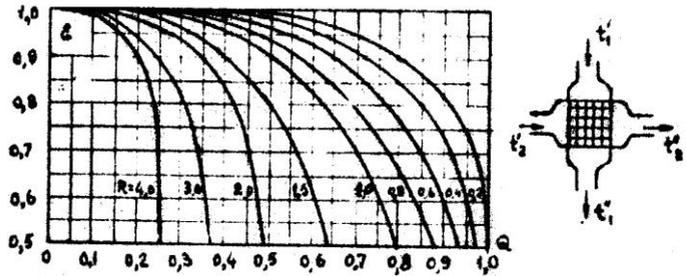


Рис. 10.10. Поправочный коэффициент  $\varepsilon$  для теплообменника с перекрёстным током

$$Q = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

Коэффициент теплопередачи  $K$  в выражении (99) рассчитывается по известной формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Если принять, что стенка, разделяющая теплоноситель и хладагент, имеет малую толщину и высокую теплопроводность, то

$$K \cong \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  (теплоноситель - поверхность) и  $\alpha_2$  (поверхность - хладагент) находятся по формулам для принудительного потока теплоносителя в каналах [7].

При конструкторском расчёте задача сводится к определению теплопередающей поверхности теплообменника  $S$  и его основных размеров.

Исходные данные для расчёта:

1. Количество отводимого тепла –  $P$ .
2. Температура теплоносителя и хладагента на входе  $t_1^I, t_2^{II}$ .
3. Весовой расход и удельная теплоёмкость теплоносителя и хладагента -  $G_{P1} C_{P1}$  и  $G_{P2} C_{P2}$ .

Порядок расчёта:

1. По весовому расходу и удельной теплоёмкости определяется удельное теплосодержание теплоносителя и хладагента

$$W_1 = G_{P1} C_{P1}, W_2 = G_{P2} C_{P2}.$$

2. Из выражения (1.5) находятся температуры теплоносителя и хладагента на выходе

$$t_2^{II} = t_2^I + P / W_2, t_1^{II} = t_1^I + P / W_1$$

3. По известным температурам  $t_1^{II}, t_1^I$  и  $t_2^I, t_2^{II}$  находится среднеарифметический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}.$$

4. Задаются эффективным диаметром канала теплоносителя  $d_1$  и хладагента  $d_2$ .

5. По известному расходу теплоносителя и хладагента определяет их скорость течения

$$V_i = \frac{G_{Pi}}{\rho_i S_i}, \quad (i\text{-теплоноситель, хладагент})$$

где  $S_i$  — площадь поперечного сечения канала теплоносителя (хладоагента).

6. Определяется режим течения  $R_{ei} = \frac{V_i d_i}{\nu_i}$ .

7. По формулам для вынужденного движения жидкости в трубах рассматриваются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

8. По рассчитанным  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  находится коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

9. Из выражения (1.6) находится площадь теплоотдающей поверхности  $S = \frac{P}{K \Delta t}$  и геометрические параметры теплообменника.

Компактные теплообменники, применяемые в настоящее время в радиоэлектронной промышленности, выпускают двух типов: «воздух—воздух» (В-В) и «воздух—жидкость» (В-Ж). Их конструкция, габариты и другие данные приведены в общесоюзных стандартах [2].

Воздушные каналы в обоих типах теплообменников представляют собой гофрированную тонкую ленту, припаянную к поверхностям раздела теплоносителей, для турбулизации потока на ленте выдавливаются жалюзи. Для теплообменников типа В-Ж в качестве теплоносителей применяют следующие жидкости: анти-фриз-65, смесь этиленгликоля с дистиллированной водой, полиме-тилсилоксановые жидкости.

Жидкостный канал образует гладкая гофрированная лента. В стандартных теплообменниках патрубки / жидкостного канала выведены для удобства на одну сторону, что позволяет вдвое увеличить длину пути жидкого теплоносителя.

При подборе теплообменника типа В-В или В-Ж требуется, чтобы последний обеспечивал при заданном расходе хладагента необходимое количество теплоты, передаваемой в единицу времени от одного теплоносителя к другому. На основании приведенного выше метода расчета теплообменников, а также результатов экспериментальных исследований промышленных типов компактных теплообменников, выпускаемых в нашей стране, разработан графоаналитический метод расчета, приведенный в приложении Б. 4. [2]. Этот метод позволяет, зная объемный расход теплоносителя, найти тепловой поток, передаваемый от одного теплоносителя к другому.

### Выбор конструкции теплообменных аппаратов

Конкретная задача нагревания или охлаждения данного продукта может быть решена с помощью различных теплообменников. Конструкцию теплообменника следует выбирать, исходя из следующих основных требований, предъявляемых к теплообменным аппаратам.

Важнейшим требованием является соответствие аппарата технологическому процессу обработки данного продукта; это достигается при таких условиях: поддержание необходимой температуры процесса, обеспечение возможности регулирования температурного режима; соответствие рабочих скоростей продукта минимально необходимой продолжительности пребывания продукта в аппарате; выбор материала аппарата в соответствии с химическими свойствами продукта; соответствие аппарата давлениям рабочих сред.

Вторым требованием является высокая эффективность (производительность) и экономичность работы аппарата,

связанные с повышением интенсивности теплообмена и одновременно с соблюдением оптимальных гидравлических сопротивлений аппарата. Эти требования обычно выполняются при соблюдении следующих условий: достаточные скорости однофазных рабочих сред для осуществления турбулентного режима; благоприятное относительное движение рабочих сред (обычно лучше противоток); обеспечение оптимальных условий для отвода конденсата и неконденсирующихся газов (при паровом обогреве); достижение соизмеримых термических сопротивлений по обеим сторонам стенки поверхности нагрева; предотвращение возможности загрязнения и легкая чистка поверхности нагрева, микробиологическая чистота и др.

Существенными требованиями являются также компактность, малая масса, простота конструкции, удобство монтажа и ремонта аппарата. С этой точки зрения оказывают влияние следующие факторы; конфигурация поверхности нагрева; способ размещения и крепления трубок в трубных решетках; наличие и тип перегородок, уплотнений; устройство камер, коробок, днищ; габаритные размеры аппарата и др.

Ряд факторов определяет надежность работы аппарата и удобство его эксплуатации: компенсация температурных деформаций, прочность и плотность разъемных соединений, доступ для осмотра и чистки, удобство контроля за работой аппарата, удобство соединения аппарата с трубопроводами и т. д.

Эти основные требования должны быть положены в основу конструирования и выбора теплообменных аппаратов. При этом самое большое значение имеет обеспечение заданного технологического процесса в аппарате.

Для ориентировки при выборе теплообменников приведем следующие соображения. Из парожидкостных подогревателей наиболее рациональным является многоходовой по трубному пространству - трубчатый теплообменник жесткой конструкции (к подвижным трубным

решеткам прибегают в крайнем случае). Этот же теплообменник с успехом применим в качестве газового или жидкостного при больших расходах рабочих тел и небольшом числе ходов в межтрубном пространстве. При малых расходах жидкостей или газов лучше применять элементные аппараты без подвижных трубных решеток.

Ребристые аппараты следует применять, если условия теплоотдачи между рабочими средами и стенкой с обеих сторон поверхности нагрева существенно отличаются (в газожидкостных теплообменниках); ребрение целесообразно со стороны наименьшего коэффициента теплоотдачи.

Основные способы увеличения интенсивности теплообмена в подогревателях:

а) уменьшение толщины гидродинамического пограничного слоя в результате повышения скорости движения рабочих тел или другого вида воздействия; это достигается, например, раз-

бивкой пучка трубок на ходы и установкой межтрубных перегородок;

б) улучшение условий отвода неконденсирующихся газов и конденсата при паровом обогреве;

в) создание благоприятных условий для обтекания рабочими телами поверхности нагрева, при которых вся поверхность активно участвует в теплообмене;

г) обеспечение оптимальных значений прочих определяющих факторов: температур, дополнительных термических сопротивлений и т. д.

Путем анализа частных термических сопротивлений можно выбрать наилучший способ повышения интенсивности теплообмена в зависимости от типа теплообменника и характера рабочих тел. Так, например, в жидкостных теплообменниках поперечные перегородки имеет смысл устанавливать только при нескольких ходах в трубном пространстве. Перегородки не всегда необходимы; при вертикальном расположении трубок и нагреве паром

последний подается в межтрубное пространство; поперечные перегородки будут мешать стеканию конденсата. При теплообмене газа с газом или жидкости с жидкостью количество протекающей через межтрубное пространство жидкости может оказаться настолько большим, что скорость ее достигнет тех же значений, что и внутри трубок; следовательно, установка перегородок теряет смысл. Перегородки бесцельны также в случае сильно загрязненных жидкостей, при которых вследствие нарастания слоя загрязнений на трубках решающее влияние на коэффициент теплопередачи оказывает величина  $Rn$ .

Интенсификация теплообмена является одним из основных направлений развития и усовершенствования тепловой аппаратуры пищевых производств. При этом широко используются положительные эффекты в интенсификации теплообмена, обнаруженные и исследованные в других областях химической техники и энергетики. За последние годы выполнен ряд работ по промышленному испытанию активных «режимных» методов интенсификации теплообмена в аппаратах химических и пищевых производств (И. М. Федоткин, КТИПП). К ним относятся изменение режимных характеристик течения, дополнительная турбу-лизация потока за счет пульсации, вдувания воздуха и др. Намечены пути комплексной интенсификации теплообмена, достигаемой при совместном воздействии различных эффектов. Ведется ускоренная разработка новых типов поверхностей нагрева компактных теплообменников, эффективность которых оценивается промышленными данными о связи теплоотдачи с гидродинамическим сопротивлением. Найдены способы передачи значительных тепловых потоков между рабочими средами с помощью тепловых труб, аналогичных по способу действия греющим трубкам хлебопекарных печей (трубкам Перкинса). Данные о конкретном применении новых типов теплообменников содержатся в рекомендуемой литературе.

### 10.3.3. Нагнетатели систем охлаждения

Движение теплоносителя в системе охлаждения сопровождается затратами энергии, которая расходуется на преодоление сил трения и компенсируется нагнетателем (вентилятором, насосом или компрессором).

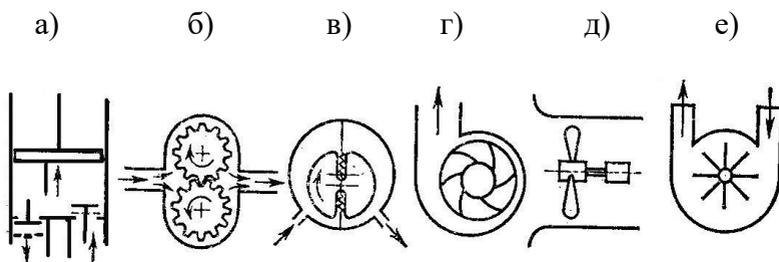


Рис. 10.11. Упрощенные схемы нагнетателей

Нагнетатели, предназначенные для перемещения капельных жидкостей, называются *насосами*, а для перемещения газов в зависимости от развиваемого ими давления — *вентиляторами* (при давлении до  $0,2 \cdot 10^5$  Па) или *компрессорами*.

Независимо от вида перемещаемой жидкости разнообразные по конструкции нагнетатели можно разделить на несколько типов, упрощенные схемы которых рассмотрены ниже.

Поршневой нагнетатель представляет собой расположенный в цилиндрическом кожухе поршень, при движении которого в одну сторону жидкость через всасывающий клапан поступает в рабочую камеру, а при движении в другую — сжимается и затем выталкивается через нагнетательный клапан (рис. 10.11. а). Положительными качествами поршневых нагнетателей являются высокий к. п. д., возможность получения больших давлений и независимость производительности от создаваемого давления; недостатками — громоздкость, неравномерность подачи (толчки), вибрация,

сложность соединения с электродвигателем. Поршневые нагнетатели используют как насосы и компрессоры.

Зубчатый нагнетатель состоит из пары сцепленных между собой шестерен, расположенных в корпусе с минимальным зазором. Зубья при вращении захватывают жидкость и без сжатия переносят ее из области всасывания в область нагнетания, причем перенос в обратную сторону мал из-за плотного сцепления зубьев (рис. 10.11, б). Зубчатые нагнетатели конструктивно просты, не имеют клапанов, компактны, их можно непосредственно соединить с электродвигателем. Однако они имеют малую производительность и более низкий к. п. д., чем поршневые. Это объясняется потерями через торцевые зазоры и трением при сцеплении шестерен. Зубчатые нагнетатели используют преимущественно в качестве насосов, причем особенно успешно — для перекачки вязких жидкостей (масла).

Пластинчатый, или ротационный, нагнетатель представляет собой эксцентрично расположенный в цилиндрическом корпусе ротор, в пазах которого находятся пластины, выскальзывающие при его вращении. Пластины вследствие уменьшения пространства между ними и стенками корпуса сжимают засасываемую через отверстие жидкость и выталкивают ее через другое отверстие. Воздействие на жидкость в поршневом и пластинчатом нагнетателях аналогичное, но в первом случае поршень движется поступательно, а во втором — происходит более удобное для привода нагнетателя вращательное движение ротора (рис. 10.11, в). Обычно пластинчатые нагнетатели используют как компрессоры, но в специальном исполнении, при котором переносимая между пластинами жидкость не сжимается, — в качестве насосов.

Центробежный нагнетатель представляет собой лопаточное колесо, расположенное в спиральном кожухе. При вращении колеса жидкость, поступившая в осевом направлении через всасывающее отверстие, отклоняется от этого направления на  $90^\circ$  и попадает в межлопаточные

каналы. Здесь она закручивается и под воздействием центробежной силы направляется к кожуху, где собирается и через нагнетательное отверстие выводится из системы (рис. 10.11, г). Центробежные нагнетатели обладают высоким к. п. д., достаточно просты в конструктивном отношении, имеют плавную (без толчков) подачу, легко соединяются непосредственно с электродвигателем. Производительность центробежных нагнетателей существенно зависит от давления. Их широко применяют в системах охлаждения приборов.

Осевой нагнетатель имеет вид лопаточного колеса, расположенного в цилиндрическом корпусе. При вращении колеса начинается движение жидкости, направленное по оси вращения. Осевой нагнетатель по сравнению с центробежным может иметь более высокий к. п. д., обладает реверсивностью, но создает более низкое давление (рис. 10.11, д).

Вихревой нагнетатель представляет собой лопаточное колесо, напоминающее центробежное и расположенное в корпусе эксцентрично. Жидкость поступает к лопаточному колесу по касательной, переносится им вдоль корпуса и выпускается также по касательной. Вихревые нагнетатели отличаются простотой конструкции, реверсивны, но к. п. д. невысокий; чаще используются в качестве насосов (рис. 10.11, е).

Из рассмотренных нагнетателей к насосам можно отнести поршневые, осевые и вихревые, к вентиляторам — центробежные и осевые, к компрессорам — все, за исключением вихревых нагнетателей.

Для обеспечения теплового режима аппаратуры в целом требуется вполне определенный массовый расход воздуха  $G$ . В свою очередь, для обеспечения этого массового расхода для заданной конструкции воздуховода требуется подобрать вентилятор, который обеспечивал бы напор  $\Delta p$ , равный потерям полного давления в гидравлической сети.

Последний определяется по формуле (1.247) [2] и может быть представлен зависимостью:

$$k_p = Rv^2 \rho / 2 = RG^2 / (2\rho A^2), \quad G = \rho v A, \quad (103)$$

где  $v$ ,  $A$  — средняя скорость жидкости и площадь сечения трубопровода;  $R$  — общий коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода,  $G$  — массовый расход воздуха.

Потребляемая вентилятором мощность  $N$  определяется зависимостью (1.255) [2], которую на основании формулы (10.11) запишем в виде:

$$N = \frac{\Delta p G}{\rho \eta} = \frac{R G^3}{\eta \rho^2 A^2}. \quad (104)$$

Полная характеристика вентилятора выражает зависимость между производительностью  $G$ , давлением  $\Delta p$ , мощностью  $N$  и к. п. д. л при постоянном числе оборотов:  $n = \text{const}$ . Все зависимости строятся обычно на одном графике, как это показано на рис. 2.10 [2], в частности зависимость  $\Delta p = f(G)$  носит название напорной характеристики. В настоящее время характеристики вентиляторов получают в основном экспериментальным путем. Если на напорную характеристику вентилятора наложить построенную в тех же координатах и в том же масштабе характеристику сети, то точка пересечения (рабочая точка) кривых  $\Delta p_{\text{сети}} = f_1(G)$  и  $\Delta p_{\text{вент}} = f_2(G)$  определит давление и подачу этого вентилятора при работе в данной сети. Рабочей точке соответствует условие, когда подача вентилятора равна расходу воздуха через сеть, а развиваемое вентилятором давление равно потере давления в сети при этом расходе. Зная  $G$  в рабочей точке, легко определить, как это показано на рис. 2.10 [2], значения  $N$  и  $\eta$ .

При выборе вентилятора для подачи воздуха при больших давлениях отдают предпочтение центробежным, а при подаче больших объемов воздуха при небольших давлениях — осевым вентиляторам. В последнее время наибольшее распространение в приборостроении получили осевые вентиляторы типа ЭВ и центробежные ВУ. Ряд вентиляторов серии ЭВ на частоты 400—1000 Гц охватывают диапазон по подаче 36—1100 м<sup>3</sup>/ч и полным давлением 120—2000 Па, их технические характеристики определены отраслевым стандартом ОСТ 16.0539.007—74.

В воздушных системах охлаждения применяют осевые и центробежные вентиляторы (рис. 10.12).

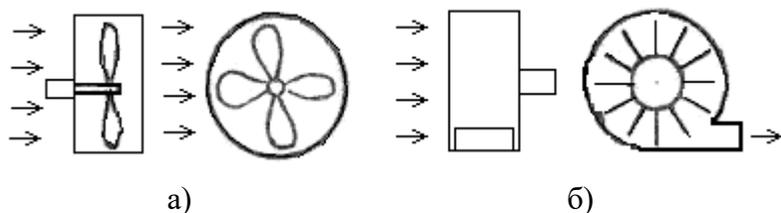


Рис. 10.12. Вентиляторы: а) осевой; б) центробежный

В осевых вентиляторах воздух перемещается вращающейся крыльчаткой в направлении оси вентилятора. Эти вентиляторы могут перемещать большие объёмы воздуха, но создают сравнительно невысокие напоры (30...40 мм.вод.ст.).

В центробежных вентиляторах воздух высасывается через осевое отверстие в кожухе и под действием центробежной силы, развиваемой колесом с лаптками, нагнетается в радиальном направлении в выходное отверстие вентилятора. Центробежные вентиляторы конструктивно сложнее осевых, но экономичнее и способны создавать более значительные напоры (до 300 мм.вод.ст.).

В жидкостных системах охлаждения для перекачивания теплоносителей и хладагентов используются центробежные насосы, принцип работы которых аналогичен центробежному вентилятору.

Мощность на валу вентилятора (насоса), необходимая для перекачки теплоносителя (хладагента), рассчитывается по формуле:

$$P_B = \frac{G_v \Delta p}{\eta}, \quad (105)$$

где  $\Delta p$  - потери напора при движении теплоносителя в подводящих трубах и теплообменнике;

$G_v$  - объёмный расход теплоносителя ;

$\eta$  - коэффициент полезного действия вентилятора;

Полные потери напора  $\Delta p$  складываются из следующих составляющих:

- потери на преодоление сопротивления трения, которое обусловлено вязкостью жидкости:

$$\Delta p_{тр} = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2},$$

где  $\xi$  - безразмерный коэффициент сопротивления, характеризующий соотношение сил трения и инерционных сил потока, даётся в виде графика как функция критерия Рейнольдса,

- потери на преодоление местных сопротивлений, обусловленных вихреобразованием в местах изменения сечения канала (при входе, выходе, расширении, сужении, поворота канала и т.д.)

$$P_M = \xi \frac{\rho v^2}{\eta}$$

Здесь  $\xi$  - коэффициент местного влияния, являющийся функцией отношения диаметров при расширении (сужении), радиуса закругления при повороте канала; даётся в справочной литературе [12].

потери на неизотермичность теплоносителя:

$$\Delta p_H = \rho'' v''^2 - \rho' v'^2,$$

где  $\rho'$ ,  $\rho''$  и  $v''$ ,  $v'$  - плотность жидкости и скорость на входе и выходе.

Полное гидравлическое сопротивление равно:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{TP} + \sum \Delta p_M + \sum p_H.$$

Коэффициент полезного действия  $\eta$  для каждого типа вентилятора (насоса) даётся в справочной литературе.

## 11. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА РЭС

Одним из способов интенсификации теплообмена радиоэлектронных средств является увеличение площади теплоотдающей поверхности за счёт оребрения. С этой целью стенки кожухов аппаратов, аноды мощных ламп, корпуса других радиоэлектронных устройств выполняются в форме радиаторов; радиаторы находят широкое применение для отвода тепла от мощных полупроводниковых приборов и других радиоэлементов.

Известно большое количество конструкций радиаторов – плоские одно-и двухсторонние оребрённые, радиально оребрённые, штыревые, дисковые, пластинчатые и т.д. Однако для всех их справедливы основные закономерности процесса теплообмена с окружающей средой.

## 11.1. Особенности теплообмена оребренных поверхностей

Способ охлаждения во многом определяет конструкцию РЭС, поэтому на ранней стадии конструирования необходимо выбрать способ охлаждения. Выбранный способ охлаждения должен обеспечить заданный по техническому заданию (ТЗ) тепловой режим РЭС, что можно проверить расчетным путем после испытания макета или пробного образца.

Для выбора способа охлаждения на ранней стадии конструирования необходимы сведения о требуемом тепловом режиме РЭС, а именно следующие исходные данные [5] :

- суммарная мощность, рассеиваемая в блоке;
- диапазон возможного изменения температуры окружающей среды;
- пределы изменения давления окружающей среды;
- время непрерывной работы;
- допустимые температуры элементов;
- коэффициент заполнения аппарата.

Эти исходные данные недостаточны для детального расчета теплового режима, но их можно использовать для предварительной оценки. Выбор способа охлаждения на раннем этапе конструирования часто имеет вероятностный характер, т.е. дает возможность оценить вероятность обеспечения заданного по ТЗ теплового режима РЭС при выбранном способе охлаждения, а также те усилия, которые нужно затратить при разработке будущей конструкции РЭС с учетом обеспечения теплового режима.

Воздушное охлаждение в настоящее время является основным способом обеспечения теплового режима РЭС. Это объясняется простотой конструкции, надежностью, удобством эксплуатации и ремонта РЭС с воздушным охлаждением.

Естественное воздушное охлаждение РЭС является наиболее простым, надежным и дешевым способом

охлаждения и осуществляется без затраты дополнительной энергии. Интенсивность такого охлаждения невелика, поэтому использование этого способа возможно при небольших удельных мощностях рассеивания (мощностях, рассеиваемых единицей поверхности или объема), т.е. в РЭС, работающей в облегченном режиме. При естественном воздушном охлаждении конвективный теплообмен осуществляется между элементами РЭС и воздухом, причем воздух перемещается за счет энергии, рассеиваемой элементами РЭС. Интенсификация теплообмена при естественном воздушном охлаждении возможна за счет рационального конструирования РЭС: оптимального расположения элементов РЭС и перфораций кожуха, применении экранов, использования теплопроводных шин, замазок, компаундов, соответствующей окраски излучающей поверхностей и т.п.

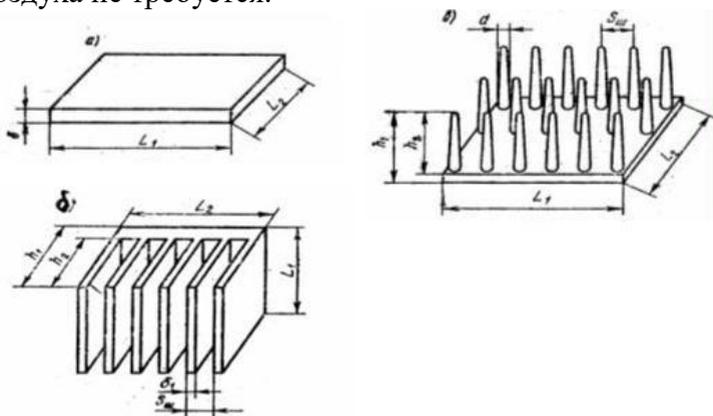
Для увеличения эффективности воздушного охлаждения элементов РЭА также используют ребрение поверхностей охлаждения. Детали с ребренными поверхностями называют радиаторами или теплоотводами. Высокая эффективность радиаторов, используемых для отвода тепла от элементов и приборов, а также их массовое применение в РЭА породили большое разнообразие конструкций радиаторов. Радиаторы выполняются в виде отдельной конструкции. В качестве материалов для радиаторов применяются алюминиевые сплавы, а также медь, магний, бериллий. Радиаторы выпускаются серийно и их размеры унифицированы [5].

Тепловой режим конструкции радиаторов зависит от температуры окружающей среды, мощности источников и стоков тепловой энергии, а также условий теплообмена, к которым относятся геометрические параметры и теплофизические свойства элементов конструкции. Конструкция радиатора должна обеспечивать нормальный тепловой режим электронных элементов и компонентов, расположенных в блоке. Тепловой режим называется

нормальным, если температуры элементов конструкции равны или ниже допустимых значений по техническому заданию.

Рассмотрим радиаторы, которые используются для отвода теплоты от радиоэлектронных аппаратов и полупроводниковых силовых устройств. Для системы воздушного охлаждения широкое применение получили радиаторы, которые различаются по виду развитой площади поверхности, а именно: пластинчатые, ребристые, игольчато-штырьевые (рисунок 11.1).

Пластинчатые радиаторы без ребер наиболее просты, но область их применения ограничена элементами малой мощности. Широко используются на практике пластинчатые радиаторы с ребрами, так как они достаточно просты в изготовлении и могут быть применены для полупроводниковых приборов средней и большой мощности. Но ребра радиаторов должны быть ориентированы по направлению потока воздуха, что не всегда удобно для конструкторов РЭА. С этой точки зрения интересен игольчато-штыревой радиатор, так как здесь строгой ориентации потока воздуха не требуется.



а- пластинчатый, б- игольчато- штыревой, в- пластинчатый

Рис. 11.1. Типы радиаторов и их геометрические параметры

Основными геометрическими параметрами, существенно влияющими на рассеиваемый радиатором тепловой поток, являются размеры: основания  $L_1$  и  $L_2$  (прямоугольное основание), диаметр  $D$  (круглое основание), толщина  $\delta$  основания, высота  $h$ , толщина  $\delta_1$  ребра или штыря и шаг  $S_{ш}$  между ними. Значения указанных параметров для выпускаемых промышленностью радиаторов можно найти в нормативной документации [4].

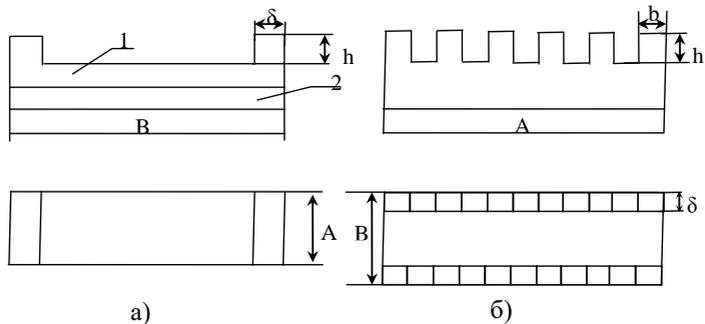
### **11.2. Тепловые модели радиаторов, используемые при моделировании**

При моделировании температурных полей реальная конструкция представляется в виде тепловой модели, которая получается путем реализации объекта исследования и процессов переноса тепловой энергии в нем, т.е. учитываются основные, наиболее существенные конструктивные решения и физические процессы. Основным требованием к тепловым моделям является адекватность изучаемому явлению и возможность математической реализации.

одной величине - эффективном коэффициенте теплоотдаче. Последний может быть определен экспериментально или расчетным путем.

Рассмотрим теперь на примере пластинчатых, ребристых и игольчато-штыревых конструкций радиаторов расчётный метод определения параметров  $\alpha_{эф}$ ,  $\sigma_{\Sigma}$  и  $R_{\Sigma}$ . Необходимость анализа процесса теплообмена радиаторов связана с непрерывным изменением выпускаемых промышленностью типоразмеров радиаторов.

Рассмотрим данную задачу для оребренного и штыревого радиаторов, конструкция представлена на рис.11.2.



1 – теплоотвод; 2 – корпус МЭУ

Рис. 11.2. Оребрѐнный (а) и штыревой (б) теплоотводы

Тепловой моделью ребра или штыря будет стержень длиной  $h$  и площадью сечения  $S_{ст}$ , теплообмен в котором описывается уравнениями

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} - k^2 \vartheta = 0$$

$$-\lambda \left. \frac{d\vartheta}{dx} \right|_{x=0} = P / S_{ст} \quad , \quad (106)$$

где  $k = (\alpha \Pi / \lambda / S_{ст})^{1/2}$ ,

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи с поверхности стержня;

$\Pi$  – периметр стержня;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стержня.

Решение имеет вид:

$$\vartheta = P / (\lambda \kappa S_{ст}) ch(\kappa(h-x)) / sh(\kappa x) \quad (107)$$

Если известно значение  $\alpha$ , то тепловой поток, передаваемый от теплоотвода в окружающую среду, равен:

$$P = \alpha_3 \mathcal{S}_T, \quad (108)$$

где  $S_T = AB$  – площадь основания теплоотвода.

С другой стороны, поток, подводимый к орребрению и рассеиваемый, можно представить в виде:

$$P = \mathcal{N} \lambda \kappa \mathcal{S}_{CT} th(\kappa h), \quad (109)$$

где  $N$  – число орребрения.

Приравнивая формулы (108) и (109), находим:

$$\alpha_3 = N \lambda \kappa \mathcal{S}_{CT} th(\kappa h) / S_T. \quad (110)$$

Решение этих уравнений позволяет получить необходимое количество элементов орребрения или их геометрические размеры, а так же высоту орребрения  $h$ , обеспечивающую заданное значение перегрева и коэффициента теплоотдачи.

Для построения тепловой модели радиатора сформулированы следующие допущения: тепловой поток от корпуса МЭУ к радиатору распределен равномерно по всей площади контакта; теплоотдачу с торцов не учитываем, т.к. из-за малой площади она незначительна.

При общем подходе к определению параметров теплоотводов, для которого не требуется предварительного определения  $\alpha_3$ , в качестве тепловой модели теплоотвода рассмотрим прямоугольную пластину размерами  $A \times B \times \delta$ . Теплообмен данной модели со средой характеризуется коэффициентом  $\alpha_3$ , учитывающим влияние орребрения (рисунок 2.3).

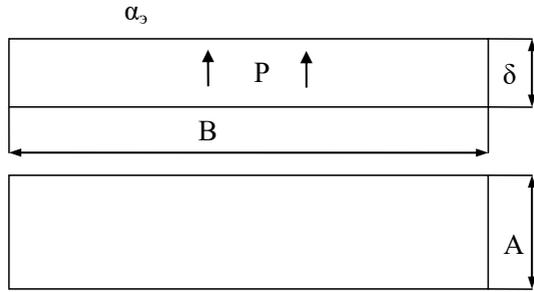


Рис. 11.3. Тепловая модель радиатора

Уравнение теплопроводности запишется в виде:

$$\frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + \frac{d^2 \vartheta}{dy^2} + \frac{d^2 \vartheta}{dz^2} + \frac{P}{AB\delta\lambda} = 0 \quad (111)$$

Перегрев в центре такой пластины определяется выражением

Для характеристики теплообменных свойств радиатора используют следующие параметры: эффективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{эф}}$ , по значению которого выбирается требуемый вид охлаждения и необходимость применения теплоотводов; тепловую проводимость  $\sigma_{\Sigma}$ , тепловое сопротивление. Эти параметры связаны со средним перегревом  $\nu_s$  основания и рассеиваемым потоком  $\Phi$  зависимостями [2]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{эф}} A &= \sigma_{\Sigma} = R_{\Sigma}^{-1}, A = L_1 L_2, A = \pi/4 \\ \Phi &= \sigma_{\Sigma} \nu_s = R_{\Sigma}^{-1} \nu_s = \alpha_{\text{эф}} \nu_s A, \end{aligned} \quad (112)$$

где  $L_1, L_2$  - размеры основания прямоугольного радиатора,

$D$  - диаметр круглого основания

Формула справедлива для радиатора любого из рассмотренных выше типов; вся сложность процессов переноса теплоты и конструктивные особенности сосредоточены здесь:

$$g_0 = \frac{P}{\alpha_3 S_T} + \frac{\delta^2 q}{4\lambda} \cdot C, \quad (113)$$

где  $q$  – удельный тепловой поток;

$C$  – коэффициент.

В нашем случае  $q = P/(\delta AB\lambda)$  и  $S_{CT} = AB$ , тогда

$$g_0 = \frac{P}{\alpha_3 AB} + \frac{\delta^2 P}{4\lambda AB} \cdot C. \quad (114)$$

Из (5) выразится коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_3 = \frac{P}{AB \left( g_0 - \frac{P\delta}{4\lambda AB} \cdot C \right)} \quad (115)$$

Приравнявая формулы (111) и (115), определяется высота оребрения  $h$ , обеспечивающая заданное значение перегрева  $g_{0,3}$

$$h = \frac{1}{k} \operatorname{arth} \left( \frac{P}{\left( g_{0,3} - \frac{P\delta}{4\lambda AB} C \right) NS_{CT}} \right) \quad (116)$$

Для оребренной конструкции  $S_{CT} = A\delta$  и  $k = (2\alpha(A+\delta)/(A\lambda\delta))^{1/2}$ , для штыревого теплоотвода  $S_{CT} = b\delta$ , а  $k = (2\alpha(b+\delta)/(b\lambda\delta))^{1/2}$  [1].

На рис. 11.4 схематически изображён радиатор 1 с закреплённым на нём прибором 2, внутри которого имеются

источники мощностью  $\Phi$ , разогревающие рабочую поверхность прибора (например, область р-п перехода) и его корпус до температур  $t_P$  и  $t_K$ ; в месте крепления прибора к радиатору температура  $t_{II}$ , а средняя температура основания радиатора  $t_S$ .

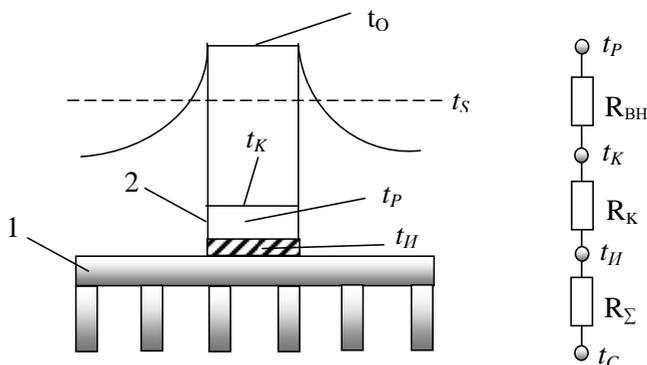


Рис. 11.4. Температурное поле радиатора 1 и прибора 2

Исходной информацией при проектировании или выборе радиатора является: предельно допустимая температура рабочей области прибора  $(t_P)_{\text{доп}}$  или его корпуса  $(t_K)_{\text{доп}}$ ; рассеиваемая прибором мощность  $\Phi$ ; температура  $t_C$  окружающей среды или набегающего потока; внутреннее тепловое сопротивление  $R_{BH}$  прибора между рабочей областью и корпусом; способ крепления прибора к радиатору, который характеризуется тепловым сопротивлением  $R_K$  контакта. Проектируемый радиатор должен удовлетворять некоторым дополнительным требованиям: иметь малую массу и габариты, выполнять свои функции при наименьшем расходе воздуха, если требуется принудительное охлаждение и т.п.

Исходя из схемы соединения тепловых сопротивлений между рабочей областью и окружающей средой следует:

$$\begin{aligned}
 t_P - t_C &= (t_P - t_K) + (t_K - t_{II}) + (t_{II} - t_C) \\
 t_{II} - t_C &= (t_P - t_C) - \Phi(R_{BH} + R_K)
 \end{aligned}
 \quad (117)$$

Введем безмерную величину  $\beta$ , связывающую среднюю температуру  $t_s$  основания радиатора и температуру  $t_u$  в месте крепления прибора к радиатору.

$$\beta = (t_u - t_c) / (t_s - t_c) = f\left(B, \sqrt{A_u / A_p}\right), \quad (118)$$

она зависит от двух чисел подобия:

$$B = (\alpha_1 + \alpha_2) A_p (\delta \lambda) \text{ и } \sqrt{A_u / A_p}, \quad (119)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой сторон радиатора;

$A_u, A_p$  – площади радиатора и прибора;

$\delta$  – толщина основания радиатора;

$\lambda$  – теплопроводность материала радиатора.

Функциональная зависимость может быть найдена для любого положения источника на радиаторе и при любых значениях его размеров; в частности для квадратных оснований радиатора и прибора может быть использована формула:

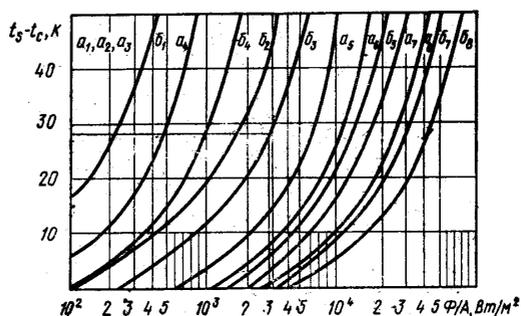
$$t_s - t_c = [(t_p - t_c) - \Phi(R_{BH} + R_K)] / \beta. \quad (120)$$

Все параметры, входящие в квадратные скобки заданы, а параметры  $(t_p - t_c)$  и  $\beta$  неизвестны. Дальнейший подбор радиатора может быть осуществлен с помощью формул и специальных графиков на основе метода последовательных  $(t_p - t_c)$  приближений. Графики приведены на рис. 11.5, 11.6, 11.7.

В первом приближении задают значения  $\beta^1=1,2$ , определяют  $(t_s - t_c)$ , затем в первом приближении задают

площадь  $Ar^1$  основания радиатора и по графикам подбирают вид оребрения и характер теплообмена. Имея значения исходных данных находят в первом приближении эффективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{эф}^1$ .

По графикам уточняют геометрические параметры радиатора, после чего переходят ко второму приближению расчетов. Далее примерно по предыдущей схеме уточняют геометрические параметры радиатора, причем стремятся уменьшить его габариты [2].



( $a_1$ - $b_1, a_2$ - $b_2, a_3$ - $b_3$ - пластинчатые, ребристые, штыревые радиаторы при свободной конвекции;  $a_4$ - $b_4$ - пластинчатые;  $a_5$ - $b_5$ -ребристые;  $a_6$ - $b_6$ - петельно-проволочные;  $a_7$ - $b_7$ -жалюзивные;  $a_8$ - $b_8$ - штыревые радиаторы при вынужденном движении воздуха со скоростями  $v=(2\div 5)$  м/с)

Рис. 11.5. Графики для определения типа радиатора и условий охлаждений.

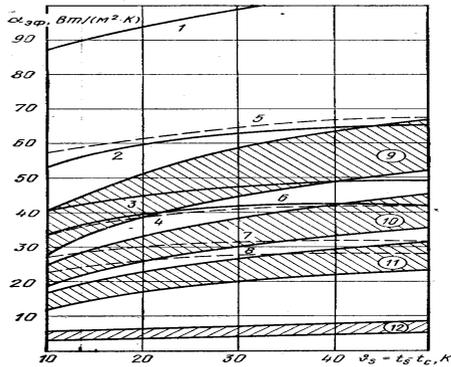
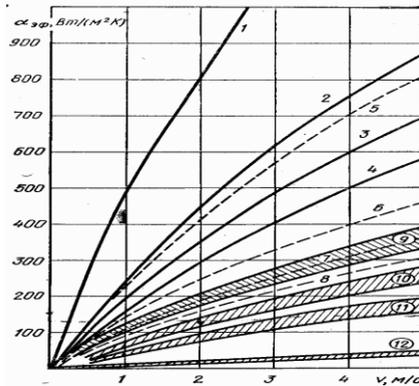


Рис. 11.6. Эффективный коэффициент теплоотдачи радиаторов в условиях свободного охлаждения



(1-8- игольчато-штыревые с шагом  $S_{ш}^1$  (сплошные кривые) и  $S_{ш}^{11}$  (штриховые кривые); 9-11- ребристые радиаторы с размером квадратного основания от 40 до 125мм)

Рис. 11.7. Эффективный коэффициент теплоотдачи радиаторов в условиях вынужденного охлаждения

### 11.3 Математическая модель тепловых процессов радиатора

Аналитическое исследование (расчет) теплового режима является основным методом анализа при теплофизическом конструировании элементов РЭА и широко используется на стадиях эскизного и технического проектирования.

Так как для увеличения эффективности воздушного охлаждения элементов РЭА широко используют оребрение поверхностей охлаждения, то и методы аналитического расчета будут сведены к расчету оребренных (в частном случае гладких) поверхностей [3].

Мощность, рассеиваемая поверхностью элемента, равна:

$$P = k(T - T_c)\xi S, \quad (121)$$

где  $T$  и  $S$  относятся к оребренной поверхности;

$k$  - коэффициент теплопередачи;

$T_c$  - средняя температура теплоносителя;

$\xi$  - коэффициент эффективности ребра (при отсутствии ребер, т.е. при пластинчатом типе радиатора,  $\xi=1$ ).

Входящие в уравнение (2.16) величины  $P$ ,  $k$ ,  $T_c$ ,  $\xi$  и  $S$  обычно бывают заданы. Величина  $k$  зависит от интенсивности теплообмена  $\alpha$  и термического сопротивления слоя краски или покрытия на поверхности охлаждения  $\delta_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}}$ :

$$k = 1/(1/\alpha + \delta_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}}), \quad (122)$$

где  $\alpha$  - учитывает передачу тепла конвекцией и излучением.

Коэффициент эффективности ребра  $\xi$  характеризует температурный перепад по ребру и равен:

$$\xi = th(mh)/mh, \quad (123)$$

где  $m = \sqrt{\alpha U / \lambda F}$  ;

U-периметр сечения ребра;

$\lambda$  -коэффициент теплопроводности ребра;

F- площадь поперечного сечения ребра;

h- высота ребра.

У ребер круглого сечения  $m = \sqrt{4\alpha / \lambda d}$  .

У ребер прямоугольного сечения, когда длина ребра значительно меньше толщины  $m = \sqrt{2\alpha / \lambda \delta}$  .

где d- диаметр сечения;

$\delta$ - толщина ребра.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле:

$$\alpha_{л} = \frac{5,67 \varepsilon_{np} \left[ (T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4 \right]}{T_1 - T_2} \quad (124)$$

где  $T_1$  и  $T_2$ - температуры поверхностей, между которыми имеет место теплообмен излучением;

$\varepsilon_{np}$  - приведенная степень черноты этих поверхностей.

Теплоотдача излучением играет существенную роль при естественном воздушном охлаждении. При жидкостном и испарительном охлаждении теплоотдача излучением отсутствует. Если поверхность излучающего тела значительно меньше поверхности тела, на которое происходит излучение (в частности, окружающая среда), то в (2.19) приближенно можно считать приведенную степень черноты  $\varepsilon_{np}$  равной степени черноты поверхности охлаждения  $\varepsilon_1$ .

Конвективный коэффициент теплообмена определяется по формуле:

$$\alpha_k = Nu\lambda / l_0 \quad (125)$$

где  $Nu$ - критерий Нуссельта;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя;  
 $l_0$  – определяющий размер.

Для горизонтальной пластины, обращенной охлаждаемой поверхностью вверх, коэффициент теплообмена должен быть увеличен на 30% по сравнению, найденной из уравнения (124) .

При давлении воздуха, отличном от нормального, конвективный коэффициент теплообмена определяется по формуле

$$\alpha_{кн} = \alpha_{к0} (H / 760)^{0,5} \quad (126)$$

где  $\alpha_{к0}$ - коэффициент конвективного теплообмена при нормальном давлении;

$H$  - давление воздуха.

Так как при естественном охлаждении  $Gr, Pr, Nu$ , а следовательно, и величина конвективного коэффициента теплообмена зависят не только от  $T_c$ , но и от температуры поверхности охлаждения  $T$ , расчет теплового режима выполняется методом последовательных приближений.

Порядок расчета теплового режима ребренной поверхности при естественной конвекции с исходными данными ( $P$ , геометрические размеры поверхности охлаждения;  $T^D$ ,  $T_c$ ,  $H$ ,  $\varepsilon_{П}$ ,  $\delta_{П}$ ,  $\lambda_{П}$ ) представлен в табл. 2 [3].

## 12. СПЕЦИАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ РЭС

### 12.1. Термоэлектрические охлаждающие устройства

Термоэлектрические охлаждающие устройства (ТОУ) применяются для охлаждения и термостатирования термочувствительных элементов радиоэлектронной и

оптической аппаратуры, а также в бытовых и транспортных холодильниках, термостатах, медико-биологических приборах и др. Термоэлектрическое охлаждение, когда требуется получить температуры не ниже  $-100^{\circ}\text{C}$  относительно температуры окружающей среды, обладают рядом преимуществ перед обычными системами принудительного охлаждения: компактность, легкость регулировки температуры, малую инерционность. ТОУ обладают удобной и гибкой характеристикой и несложным переводом из режима охлаждения в режим нагревания. Они отличаются простотой управления, возможностью точного регулирования температуры, бесшумностью, хорошими массогабаритными показателями, высокой надежностью работы и имеют практически неограниченный срок службы [4].

ТОУ — это устройства для переноса тепловой энергии от теплопередатчика с низкой температурой к теплоприемнику с высокой температурой, действие которых основано на эффекте Пельтье. Основным функциональным узлом ТОУ является термоэлектрическая батарея, набранная из электрически соединенных между собой термоэлементов. При прохождении электрического тока (от внешнего источника) через термоэлемент возникает разность температур между горячим и холодным спаями термоэлемента. При этом на холодном спае теплота поглощается из охлаждаемого вещества и передается горячему спаю и далее в окружающую среду.

Эффект Пельтье объясняется тем, что в разнородных проводниках кинетическая энергия электронов различна. Если направление тока таково, что электроны с большей энергией переходят в проводник с меньшей энергией электронов, то происходит выделение тепла на контакте за счет передачи избыточной энергии электрона кристаллической решетке. Если же направление тока таково, что электроны с меньшей энергией переходят в проводник с большей энергией электронов, происходит охлаждение контакта, так как

пришедший электрон должен восполнить недостающую энергию за счет энергии решетки.

Количество выделенного или поглощенного тепла:

$$Q = P \cdot I \cdot t,$$

где  $P$  — коэффициент Пельтье (ЭДС Пельтье);  $I$  - сила тока;  $t$  - время.

Одновременно в цепи термоэлемента выделяется теплота, которая передается к холодному спаю за счет теплопроводности.

Особенно ярко эффект Пельтье проявляется на границе полупроводников с дырочной и электронной проводимостью (рис. 12.1). Разница кинетической энергии носителей по обе стороны контакта при этом особенно велика. При движении электронов из электронного полупроводника в дырочный в месте контакта происходит рекомбинация электронов и дырок.

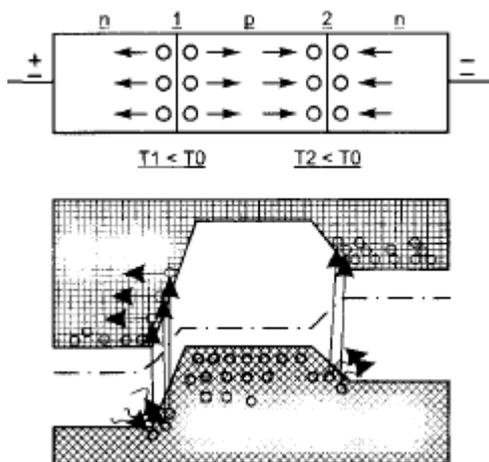


Рис. 12.1. Зонная диаграмма контакта полупроводника с металлом

Электрон при этом из зоны проводимости попадает в валентную зону и энергия взаимодействия электрона и дырки переходит в тепло. Оно выделяется на контакте, и температура контакта становится больше температуры окружающей среды  $T_0$ , то есть  $T_2 > T_0$ .

Электроны в  $n$ -области и дырки в  $p$ -области оттягиваются от конт. 1. При этом электроны из валентной зоны дырочного полупроводника втягиваются полем  $p$ - $n$  перехода в зону проводимости электронного полупроводника. Возникающие в результате термогенерации электроны и дырки движутся в сторону от контакта, а поскольку на создание электронно-дырочных пар была затрачена энергия  $A_e$ , то она восполняется за счет энергии решетки. Это приводит к охлаждению контакта.

Термоэлементы характеризуются эффективностью охлаждения:

$$Z = \alpha^2 \cdot \sigma / \lambda,$$

где  $\alpha$  — термоэлектрический коэффициент; а  $\sigma$  и  $\lambda$  — удельные электро- и теплопроводности соответственно.

Очевидно, что КПД термоэлемента тем больше, чем выше электропроводность полупроводникового материала, так как при этом уменьшается внутреннее сопротивление и потери на тепло, и тем меньше, чем больше его теплопроводность, так как при этом увеличивается поток тепла от горячего спая к холодному. Параметр  $Z$  является функцией температуры и концентрации носителей заряда, причем для каждой заданной температуры существует оптимальное значение концентрации, при которой величина  $Z$  максимальна. Наибольшей эффективностью охлаждения обладают полупроводники. При изготовлении термоэлементов обычно используют такие полупроводниковые материалы как халькогениды висмута и сурьмы. Такие соединения являются узкозонными полупроводниками с высокой подвижностью носителей.

Тепловой баланс контактов термоэлемента складывается из теплоты Пельтье, поглощаемой на них, и джоулева тепла, выделяемого при прохождении тока. При этом температура охлаждаемого спаев будет понижаться при отборе тепла до тех пор, пока поток тепла, вызванного эффектом Пельтье, не уравновесится встречным потоком, вызванным теплопроводностью и стремящимся выровнять температуры холодного и горячего спаев. Максимальная разность температур, получаемая на концах термоэлемента при пропускании через него тока, связана с величиной эффективности выражением

$$\Delta T_{\text{макс}} = Z \cdot T_0^2 / 2,$$

где  $T_0$  - температура холодного спаев термоэлемента.

Современные полупроводниковые ТОО обеспечивают снижение температуры от +20 до -200°C, их холодопроизводительность, как правило, не более 100 Вт.

От правильного конструктивного решения единичного термоэлемента в значительной степени зависит качественная работа всего термоохлаждающего устройства. Основным требованием, которому должна удовлетворять рациональная конструкция термоэлемента, является устранение или значительное уменьшение механических напряжений, возникающих в последнем в результате сжатия холодных и расширения горячих коммутационных пластин.

При подключении к термоэлементу питающего напряжения верхняя коммутационная пластина начинает охлаждаться и соответственно сжиматься. Нижняя, наоборот, начинает нагреваться и расширяться. В результате этого возникает пара сил. Под влиянием этих сил в термоэлементе создаются значительные механические напряжения, которые могут привести к разрушению последнего.

Поскольку полностью устранить механические напряжения не представляется возможным, было разработано несколько конструкций термоэлементов, в которых механические напряжения снижены настолько, что они не приводят к выходу термоэлемента из строя. Одна из них

предусматривает использование возможно более короткой холодной коммутационной пластины. В соответствии с этим ветви термоэлемента не должны быть далеко разнесены одна от другой.

Второй из возможных конструктивных вариантов термоэлемента состоит в том, что холодная коммутационная пластина изготавливается в виде рессоры (рис. 12.2, а). В этом случае под влиянием возникающих в термоэлементе механических напряжений она будет изгибаться, не выходя за пределы упругой деформации. Естественно, что сечение рессоры должно быть таким, чтобы проходящий через нее рабочий ток не выделял заметного количества джоулева тепла.

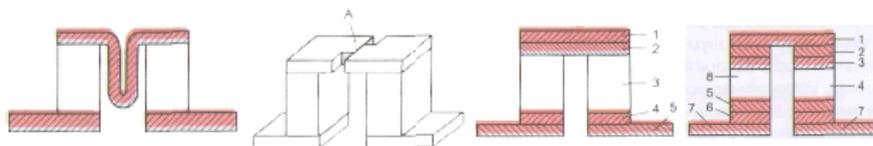


Рис. 12.2. (а-г) Конструкции термоэлементов, предусматривающие снижение механических напряжений

На рис. 12.2, б изображена другая конструкция холодной коммутационной пластины, в которой сделано два идущих навстречу друг другу смещенных тонких пропила. В месте А образуется достаточно тонкая перемычка небольшой длины, выполняющая роль упругой пластины. Благодаря незначительной длине перемычка не вносит значительного сопротивления в электрическую цепь термоэлемента.

Другой путь уменьшения вредного влияния механических напряжений, возникающих в термоэлементе, предусматривает создание демпфирующих слоев между ветвями термоэлемента и коммутационными пластинами. Демпфирующий слой должен быть изготовлен из материала, обладающего достаточной пластичностью и малым омическим сопротивлением.

На рис. 12.2, в изображена конструкция подобного термоэлемента. К обеим ветвям 3, предварительно залуженным легкоплавким коммутационным припоем, припаиваются свинцовые пластинки 2 и 4. Затем к ним припаиваются верхняя 1 и нижняя 5 коммутационные пластины. В результате хорошей пластичности свинца применение таких демпфирующих прокладок практически полностью снимает механические напряжения, возникающие в термоэлементе.

На рис. 12.2, г показан термоэлемент, в котором роль демпфера выполняют сравнительно толстые прослойки висмута 3 и 5, нанесенные на ветви термоэлемента 4 и 8. Припайка ветвей к коммутационным пластинам 1 и 7 осуществляется легкоплавким коммутационным сплавом 2 и 6.

Термоэлектрические батареи собираются из последовательно соединенных термоэлементов, состоящих из ветвей р- и n-типа, связанных через коммутационные пластины, при этом количество термоэлементов может достигать нескольких сотен. Обычно термоэлементы располагаются таким образом, чтобы все холодные спаи выходили на одну сторону батареи, а все горячие — на другую (рис. 12.3, а-б).

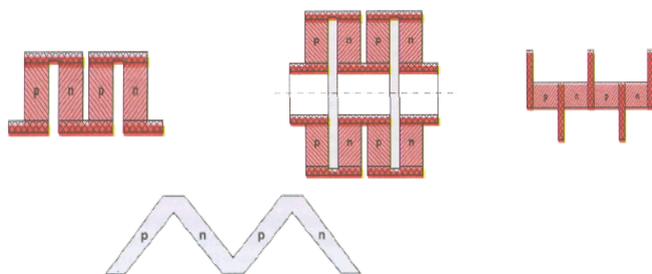


Рис. 12.3. (а-г) Виды соединений термоэлементов в термобатарею

Иногда термоэлементы соединяются в батарею так, что ток проходит по ним, не меняя своего направления (рис.

12.3,в). Коммутационные пластины, служащие ребрами, выводятся в разные стороны для холодных и горячих спаев соответственно. Эта схема позволяет уменьшить потери от выделения тепла в коммутационных пластинах, так как длина пути тока в этом случае минимальна. Напряжения изгиба в полупроводниках, возникающие от различного расширения холодной и горячей сторон батареи, которые бывают довольно значительными в обычной схеме, в этом случае отсутствуют. Однако при такой схеме больше потери от перетекания тепла с горячей стороны на холодную по теплоизоляции вокруг термоэлементов. Кроме того, более длинный путь для теплового потока вдоль коммутационной пластины, при меньшем поперечном сечении для одинаковых коммутационных пластин, вызывает повышенные перепады температур по сравнению с обычной схемой. Термоэлектрическая батарея может быть создана и без коммутационных пластин из одного монокристалла (рис. 12.3, г).

Полупроводниковые термоэлектрические модули (ПТМ) представляют собой унифицированные одно-или многокаскадные батареи из последовательно или параллельно-последовательно включенных термоэлементов. Многокаскадные (многоуровневые) модули позволяют получить перепад температур значительно больший, чем однокаскадные. В ряде приборов, где тепловая нагрузка на термоэлементы невелика, широко используются двухкаскадные модули. При конструировании их основные задачи сводятся к осуществлению токоподвода ко второму каскаду и созданию электроизоляционного перехода между горячими спаями второго каскада и холодным спаем первого каскада. Создание токоподводов для питания второго каскада термоэлектрического модуля - весьма ответственная задача, так как токоподвод должен удовлетворять двум исключаящим друг друга условиям. С одной стороны, он должен обладать достаточным сечением, чтобы в нем не выделялось в значительном количестве джоулево тепло, которое будет

создавать вредную тепловую нагрузку на термоэлементы, и, с другой стороны, токоподвод должен обладать большим тепловым сопротивлением, чтобы свести к минимуму приток тепла через него из окружающей среды к термоэлементам.

Электрическое соединение каскадов может производиться последовательно или параллельно. При последовательном соединении каскады (рис. 12.4, а) разделяются теплопереходами. Соединение верхнего каскада с нижним производится путем замыкания их коммутационных пластин: горячей - верхнего каскада и холодной - нижнего.

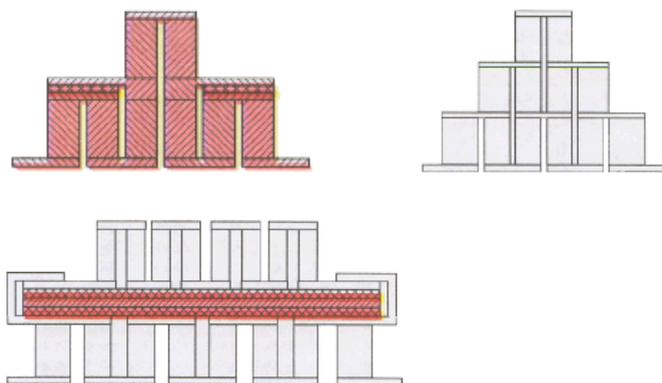


Рис. 12.4. (а-в) Способы каскадного соединения термобатарей

При параллельном соединении (рис. 12.4, б) теплопереходы не нужны, так как каждая пара верхнего каскада подключена параллельно к холодным саям двух пар нижнего каскада. Однако при этом возникает несогласованность по напряжению, так как оптимальные падения напряжения в различных температурных интервалах различны. Это несколько снижает эффективность работы по сравнению с последовательным соединением. Можно соединить параллельно целиком верхний и нижний каскады, что устраняет несогласованность, но тогда необходимы

теплопереходы, так как оптимальное число элементов в каскадах будет разное (рис. 12.4, б).

Для распределения тепла при переходе от одного каскада к другому, при разном числе элементов в каскадах, между теплопереходами каскадов помещают пластину из материала с хорошей теплопроводностью.

Теплообмен внешней среды с ТООУ наиболее просто осуществляется воздухом при пропускании его вдоль оребренных коммутационных пластин. Движение воздуха производится как естественной конвекцией, так и принудительной подачей с помощью вентилятора.

Наиболее предпочтительным является теплообмен при естественной циркуляции воздуха, так как при этом не требуется никаких движущихся частей, а также специальных теплоотводящих сред, что обеспечивает наибольшую надежность. Бесшумность работы при таком теплообмене также составляет, в ряде случаев, существенное преимущество. Зазоры между ребрами при естественном теплообмене относительно велики, вследствие чего они мало подвержены засорению. Однако теплоотвод с естественной конвекцией требует очень громоздких и тяжелых оребрений. Перепады температур на таких оребрениях достаточно велики вследствие небольших значений коэффициента теплоотдачи и малого количества воздуха, проходящего через оребрение. Это вызывает сильный нагрев воздуха и повышение средней его температуры между ребрами. Ребра нельзя располагать слишком тесно из-за ухудшения теплоотдачи, что ограничивает величину теплопередающей поверхности. При наличии толстой теплоизоляции для передачи тепла от спаев к оребрению необходимы массивные теплопроводы.

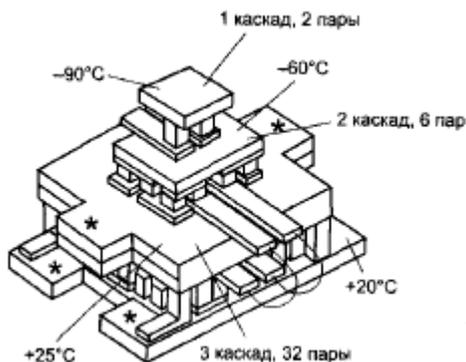


Рис. 12.5. Конструкция трехкаскадного модуля

Улучшить теплообмен можно, применив искусственный продув воздуха вентилятором. При этом сильно возрастают коэффициенты теплоотдачи, понижается средняя температура потока (из-за сброса тепла на большее количество воздуха), и ребра можно располагать с очень небольшими зазорами между ними, что позволяет разместить большую поверхность теплоотдачи. Оребрение получается более легким и компактным, но оно более сложно в изготовлении, может засоряться при длительной эксплуатации, требует дорогих узлов — электродвигателя и вентилятора, при работе возникает шум, двигатель потребляет электроэнергию. Наличие движущихся частей вызывает необходимость в специальном уходе за установкой.

Если тепло передается излучением, то для увеличения теплопередачи на излучающие поверхности желательно наносить покрытия с большой степенью черноты.

Важным узлом электронных устройств охлаждения является источник электропитания ПТМ. Относительно большие постоянные токи и малые рабочие напряжения ПТМ создают определенные проблемы при проектировании для них высокоэкономичных источников электропитания.

При работе ПТМ в нем возникает противо-ЭДС, поэтому источник питания должен обладать характеристиками

источника тока. Для изменения температурного режима этот ток должен быть регулируемым. При необходимости стабилизации температурного режима такой источник должен легко включаться в систему автоматического регулирования.

Этим требованиям удовлетворяет схема, выполненная на базе регулятора параллельного типа и испытанная в одном из устройств охлаждения [5].

Такой источник позволяет обеспечить оптимальный режим работы силового ключа, выполненного на полевом транзисторе, нечувствительность к режиму короткого замыкания нагрузки, содержит минимальное количество элементов и обеспечивает гальваническую развязку между питающей и выходной цепями. Так как количество тепла, отводимого ПТМ, зависит от величины пропускаемого через него тока, то регулируя ток источника питания с помощью переменного резистора, можно изменять температурный режим охлаждаемой поверхности.

При необходимости использования принудительного обдува горячей грани воздухом с помощью малогабаритного вентилятора, его питание может осуществляться непосредственно от этого же источника тока.

## **12.2. Вихревые трубы**

Вихревая труба (рис. 12.6) обычно имеет цилиндрический корпус 1, внутри которого расположена диафрагма 2. Рядом с ней тангенциально размещен патрубок - сопло 3. В противоположном (горячем) конце трубы расположен дроссельный вентиль 4.

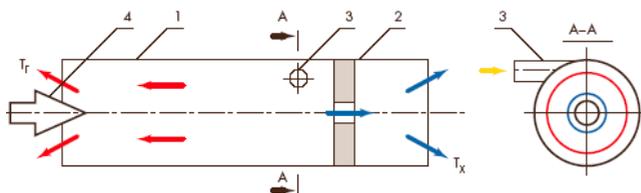


Рис. 12.6. Устройство вихревой трубы

Вихревой эффект несмотря на довольно продолжительный срок исследований до сих пор не имеет единого, признанного всеми, научного объяснения. Нижеприведенная гипотеза базируется на передаче кинетической энергии в потоке завихренного воздуха.

В сопло 3 подается сжатый воздух. Попадая по касательной в трубу 1 завихряется и приобретает кинетическую энергию. Воздух движется в вихревом потоке с различной угловой скоростью. У оси трубы скорость вращения больше, чем на периферии. Поэтому внутренние слои воздуха, отдавая кинетическую энергию внешним слоям, охлаждаются до температуры  $t_x$  и выходят через диафрагму 2. Нагретый до температуры  $t_r$  воздух выходит через свободный конец трубы. Расход и температура воздуха регулируются дроссельным вентилем 4. Температура охлажденного воздуха зависит от его начальных параметров - давления и температуры, а также от конструкции устройства. При давлении  $P = 0,4.1$  МПа и температуре  $t_n = 20^\circ\text{C}$  воздух может быть охлажден до конечной температуры  $t_x = -80^\circ\text{C}$ .

Рассмотрим схему вихревой трубы, представленную на рис. 12.6. Сжатый газ поступает в цилиндрическую трубу 2 через отверстие 5, расположенное по касательной к ее внутренней окружности. Труба с одной стороны ограничена диафрагмой 3 с небольшим отверстием в центре 4, с другой стороны — вентилем 1. Благодаря тангенциальному расположению отверстия струе газа, охладившейся при расширении, сообщается вихревое движение. Поле угловых

скоростей  $w$  вихря в сечении  $b-b$  (проходящем через плоскость входного сечения) является неравномерным: наибольшими угловыми скоростями обладают слои, расположенные по оси трубы, и по мере удаления от центра угловая скорость вихря падает. В этой неравномерности распределения угловых скоростей и кроется возможность температурного распределения слоев газа в вихревом холодильнике. При вращательно-поступательном движении вдоль трубы центральные слои, вращающиеся с большими скоростями, испытывают сопротивление со стороны слоев, вращающихся с меньшими скоростями. Наличие трения между слоями газа приводит к тому, что в некотором сечении  $a-a$  распределение угловых скоростей становится близким к равномерному. Это означает, что центральные слои отдали часть своей энергии на производство механической энергии против сил трения и благодаря этому сохранили ту пониженную температуру, которую они получили при расширении на входе в трубу. Для массы газа  $m$ , вращающегося со скоростью  $w$  на расстоянии  $r$  от центра, переданная внешним слоям кинетическая энергия

$$\Delta E = \frac{mr^2}{2} (w_1^2 - w_2^2),$$

где  $w_1, w_2$  — угловые скорости потока в сечениях  $a-a, b-b$  на расстоянии  $r$  от оси.

Охладившийся центральный поток газа выходит из вихревой трубки через отверстие в диафрагме, более нагретые внешние слои отводятся наружу через вентиль  $I$ . Движение потоков может осуществляться как в одном, так и в противоположном направлениях.

Эффекты охлаждения и подогрева воздуха определяются разностями температур:

$$\Delta T_x = T_{ex} - T_c,$$

$$\Delta T_c = T_c - T_{ex},$$

где  $T_{ax}$ ,  $T_x$ ,  $T_x$  — температуры газа на входе, горячего и холодного потоков на выходе.

Отношение массового расхода холодного воздуха  $G_x$  к общему расходу  $G$  воздуха называется *относительным расходом* -воздуха  $\mu = G_x/G$  и является важным параметром ВТ. Для теплоизолированной ВТ известна зависимость

$$\Delta T_x = \frac{(1 - \mu)\Delta T_c}{\mu},$$

$$\mu = \frac{G_x}{G},$$

из которой следует, что чем больше доля  $\mu$  холодного воздуха, тем меньше  $\Delta T_x$  при данной  $\Delta T_c$ , и наоборот. Характеристика вихревой трубы строится обычно в виде  $\Delta T_x = f(\mu)$  и приведена для теплоизолированной трубы на рис. 2.20. Из рисунка видно, что при

$\mu = 0,25$  достигается наибольший эффект охлаждения, при дальнейшем увеличении  $\mu$ , этот эффект падает и при  $\mu = 1$  исчезает. Подогрев горячего газа, возрастая с ростом  $\mu$ , достигает максимального значения при  $\mu = 1$ , близком к 1 (на рис. 2.20 [2]. не показано), а затем резко падает до нуля.

Получение холода в вихревом холодильнике требует больших энергетических затрат по сравнению с обычными методами. Например, для получения температуры  $-40^\circ \text{C}$  вихревой холодильник даже при небольших холодопроизводительностях (около 100 Вт) требует в 10 раз большего расхода энергии, чем компрессионные холодильные машины. Энергетические показатели можно значительно улучшить, если вторично использовать энергию выходных потоков (их температуру и давление), так как температура отработанного холодного потока остается ниже температуры сжатого воздуха на входе в ВТ. Для этого используется теплообменник в сочетании с ВТ и объектом охлаждения. Отличительной особенностью ВТ является простота конструкции и надежность работы, что позволяет, несмотря на невысокий к.п. д. (характеризует степень приближения к

идеальной тепловой машине и составляет 0,23), конкурировать в ряде случаев с другими способами охлаждения. Известно применение ВТ для создания холодильных камер, термостатов (с объемом камеры до  $1 \text{ м}^3$ ), для кондиционирования, и для охлаждения мощных полупроводниковых приборов.

Обычно ВТ как охлаждающее устройство используют при температурах выше  $-100^\circ \text{С}$ , причем наиболее целесообразно использовать их для локального охлаждения. Приведем несколько цифр,, количественно характеризующих ВТ. Коэффициент теплоотдачи между вихрем и стенкой трубы  $1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , между вихрем и помещенным в него (в приосевую область) телом около  $600 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{-К})$ . Вихревая труба диаметром  $1 \text{ мм}$  и длиной  $10 \text{ мм}$  нрв расходе воздуха  $0,25 \text{ л/с}$  позволяет отвести тепловой поток до  $5 \text{ Вт}$ .. Одна из типичных конструкций микрохолодильника имеет следующие параметры: рабочее давление воздуха  $10^6 \text{ Па}$ ; температура сжатого воздуха  $20^\circ\text{С}$ ; температура холодного воздуха  $-55^\circ \text{С}$ ; общий расход воздуха  $0,7 \text{ л/с}$ ; диаметр  $18 \text{ мм}$ , длина  $50 \text{ мм}$ ; масса  $15 \text{ г}$ ; диаметр патрубка горячего потока  $3 \text{ мм}$  [6].

Основные преимущества вихревых установок.

По сравнению с традиционными генераторами холода вихревые трубы обладают рядом преимуществ:

– Значительно большая холодопроизводительность по сравнению с дросселированием; возможность охлаждения газов и газовых смесей независимо от знака интегрального дроссель-эффекта;

– Конструктивная простота, компактность, безопасность и надежность в промышленной эксплуатации по сравнению с более эффективными, но и значительно более сложными и дорогостоящими генераторами холода (детандеры, пульсационные охладители газа и др.);

– Возможность работы на агрессивных и взрывоопасных газах содержащих жидкие и твердые включения;

- Автоматическое регулирование в широком диапазоне расхода газа (20-100%) с относительно небольшим изменением температурного режима;
- Легкость в обслуживании и поддержании технологического режима;
- Низкие капитальные затраты.

### **12.3. Охлаждение с помощью фазовых переходов**

Такие устройства просты по конструкции, надежны, потребляют мало энергии и по некоторым показателям (массе, габаритам, стабильности температуры) могут быть конкурентоспособными и даже превосходить другие технические решения. Обычно используют два режима работы рассматриваемых устройств: хранение криогенной жидкости в теплоизолированном контейнере и отвод теплоты от объекта при испарении хладагента. В качестве хладагентов используют в основном обычные для криогенной техники вещества, физические свойства которых приведены в табл. А.13. Из таблицы следует, что выбор оптимального хладагента зависит от диапазона температур охлаждения и других факторов. Например, для 3—40 К перспективен жидкий неон, который обладает, кроме того, высокой плотностью. Жидкостные системы чаще используют в устройствах с ограниченным сроком предварительного хранения и малой длительностью рабочего цикла, а системы с твердым хладагентом применяют в случае ограниченного энергопотребления.

Жидкостные системы охлаждения применяют в виде трех конструктивных схем [1, 6, 18]: совмещенные — объект охлаждения представляет одно целое с сосудом, содержащим хладагент; дистанционные — хладагент передается от сосуда к объекту, по специальному трубопроводу; дистанционные с испарением хладагента, который затем в виде сжатого газа подается на вход дроссельного микроохладителя.

В последние годы разработаны различные конструкции криогенных установок с использованием твердого криогенного вещества. Появление таких устройств вызвано рядом причин: меньшей по сравнению с жидкостными массами (теплота фазового перехода при сублимации имеет более высокое значение, чем при кипении); нет проблемы разделения фаз в условиях невесомости.

#### 12.4. Тепловые трубы (ТТ)

Тепловая труба- устройство, предназначенное для переноса теплового потока с одного конца трубы в другой за счет использования скрытой теплоты фазового превращения теплоносителя, помещенного внутри герметичной ТТ. На рис. 12.7. представлено схематическое изображение ТТ в форме круглого полого цилиндра 1 с большим отношением длины  $L$  к диаметру  $d$ . Внутренняя поверхность трубы выложена капиллярно-пористой структурой 2, последняя насыщена смачивающей жидкостью и граничит с паровым объемом  $z$  — центральной частью трубки радиуса  $r_n$ . Капиллярно-пористая структура может представлять собой металлическую сетку, спеченные шарики, металловолокна, стеклоткани и даже систему канавок на внутренней поверхности корпуса 1. Смачивающая жидкость является теплоносителем и в зависимости от уровня температуры в зоне источника  $a$  выбираются жидкие металлы, ртуть, аммиак, вода, ацетон, спирты, фреоны и т. п. При температурах свыше 750 К используются жидкие металлы; для диапазона  $550 \leq T \leq 750$  К — ртуть (высокотемпературные ТТ). В области среднего диапазона температур  $200 \leq T \leq 550$  К используются в качестве теплоносителя органические жидкости, вода (низкотемпературные ТТ); при температурах ниже 200 К теплоносителем являются сжиженные газы (криогенные ТТ). При подводе теплового потока  $\Phi_n$  к испарительной зоне  $a$  теплоноситель в этой части капиллярно-пористой системы начинает испаряться и пары, пройдя транспортную зону  $b$ ,

поступают в противоположный конец трубы **в** — в конденсационную зону, где отводится теплота. Здесь пар конденсируется и жидкость под действием капиллярных сил снова поступает по фитилю в зону испарения. При конденсации пара выделяется поток  $\Phi_0$ , который отводится в теплообменник. Между зонами испарения и конденсации возникают небольшие температурные градиенты, а боковая поверхность цилиндра 1 в транспортной зоне **б** практически не меняет температуру, поэтому можно считать, что через зону **б** переносится весь поток  $\Phi$ , т. е.  $\Phi = \Phi_{п} = \Phi_0$ .

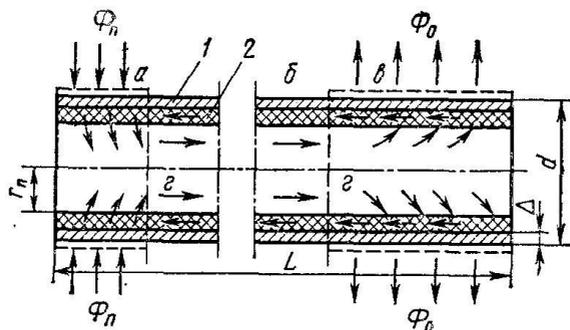


Рис. 12.7. Схема тепловой трубы

На рис. 12.8 представлена схема гравитационного термосифона, в котором в отличие от тепловых труб возврат конденсата происходит под действием сил гравитации. Необходимым условием работы термосифонов является наличие гравитационных сил и расположение зоны конденсации **б** над испарительной зоной **а**. Тепловые трубы могут иметь различные формы и конфигурации, обычно они стандартизованы по типоразмерам и функциональному назначению или специально изготовлены для охлаждения конкретного объекта. На рис. 12.9, а, б, в, г изображены некоторые типы тепловых труб.

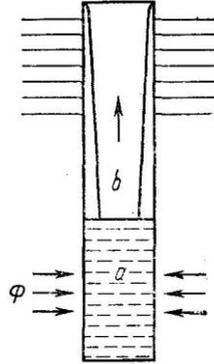


Рис.12.8. Схема термосифона

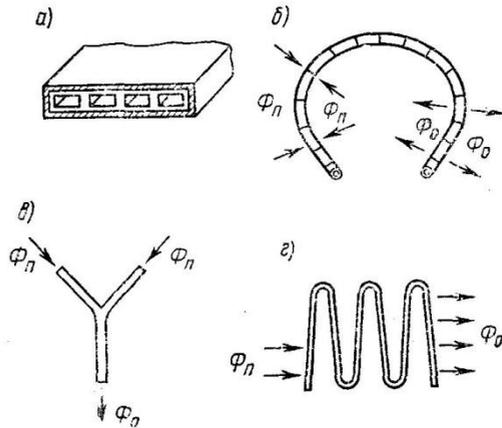


Рис.12.9. Тепловые трубы различного типа:  
 а – плоская; б – гибкая; в – У-образная; г – змеевидная;  
 $\Phi_{п}$  и  $\Phi_{о}$  – подведенный и отведенный потоки теплоты.

В 60—70-х годах основной областью применения ТТ являлась ядерная энергетика и космическая техника, в последние годы одним из объектов использования ТТ становятся радиоэлектронные устройства. Физические процессы и особенности конструкций ТТ придают им ряд особых качеств. Прежде всего в ТТ возможно транспортировать тепловые потоки порядка  $10^{-2} - 10^{-1}$  Вт/м<sup>2</sup>, а также разветвлять тепловой поток по нескольким каналам (рис. 12.9, в). Низкое тепловое сопротивление транспортной зоны приводит к большой эффективной теплопроводности ТТ, которая в несколько раз превышает теплопроводность меди и серебра. Тепловая труба способна работать в любом положении вне зависимости от ориентации в пространстве и гравитации. Кроме того, при циркуляции теплоносителя внутри ТТ отсутствуют движущиеся детали, насос, а само устройство автономно.

Тепловые трубы принято характеризовать тремя группами параметров: теплофизических, конструктивных и стыковочных.

К теплофизическим параметрам относятся тепловой поток, передаваемый с помощью ТТ от источника теплоты в теплообменник при заданных условиях эксплуатации; уровень рабочих температур; термическое сопротивление **R** тепловой трубы, равное отношению разности среднеповерхностных температур стенок зоны испарения  $t_{исп}$  и конденсации  $t_{кон}$  к переносимому тепловому потоку:

$$R = (t_{исп} - t_{кон}) / \Phi$$

Конструктивные параметры определяют внешние и внутренние особенности конструкции ТТ, а именно: конфигурацию и наружные размеры корпуса, испарительной, конденсационной и транспортной зон, толщину и материал стенок корпуса, устройство фитиля.

Стыковочные параметры характеризуют условия эксплуатации аппаратуры и способы сочетания последней с

ТТ, например способ передачи теплоты от источника к ТТ, конструктивное оформление областей контакта в испарительной и конденсационной зонах, термическое сопротивление контакта.

### Примеры применения тепловых труб в РЭС

В РЭС тепловые трубы могут выполнять ряд функций: с их помощью теплоотдающая поверхность может быть вынесена за пределы основных функциональных блоков и узлов, тепловые трубы позволяют создать внутри приборов области сравнительно равномерного температурного поля и тем самым снизить механические напряжения, решать задачи термостабилизации и др.

В настоящее время известны примеры использования ТТ для охлаждения как отдельных теплонагруженных элементов и узлов, так и целых радиоэлектронных блоков и устройств. Рассмотрим некоторые примеры. Пусть весь прибор охлаждается благодаря свободной вентиляции, но при этом возникает необходимость размещения внутри прибора тепло-нагруженного элемента или блока, требующего для нормальной работы принудительной вентиляции (рис. 12.10, а), а место для размещения вентилятора отсутствует. В этом случае с помощью ТТ тепловой поток может быть отведен на часть ребренного корпуса прибора (рис. 12.10, б). На рис. 12.11 показано одно из возможных решений отвода теплоты от платы с микросхемами: от микросхем 2 тепловой поток через монтажную плату 3 передается к металлической рамке 4, в часть которой встроена тепловая труба 5; зона конденсации выполнена в виде конуса, плотно вставленного в конусное отверстие теплообменника. Такое решение позволяет избежать непосредственного омывания жидкостью конструкций РЭС.

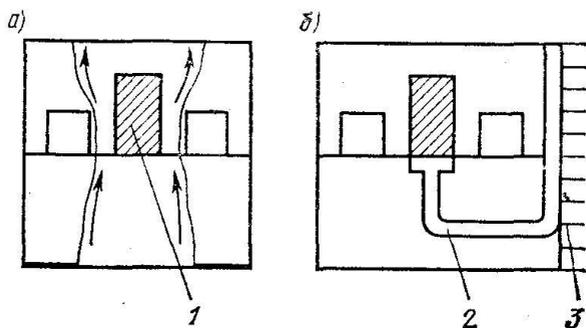


Рис.12.10. Охлаждение отдельного теплонагруженного блока или элемента: а – в условиях свободной вентиляции; б – с помощью тепловой трубы; 1 – теплонагруженный элемент; 2 – тепловая труба; 3 – наружное ребрение корпуса.

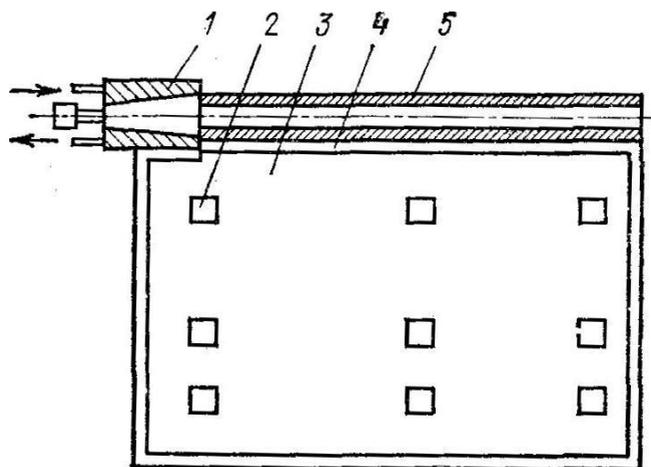


Рис.12.11. Охлаждение платы с микросхемами с помощью ТТ

Тепловые трубы используются также для охлаждения целых радиоэлектронных блоков, в аппаратуре с упорядоченной структурой элементов, во вторичных

источниках питания. Применение. ТТ в таких системах позволяет эффективно использовать корпус прибора как внешнюю поверхность теплообмена, увеличить компактность прибора, исключить контакт охлаждающей среды с элементами. На рис.12.12. приведена схема компоновки секции приборного шкафа 4 с использованием тепловых труб 6, образующих монтажную плату с размещенными на ней транзисторными модулями 5. От плат — тепловых труб поток передается в теплообменник 2, контактирующий с зоной конденсации ЗТТ; теплообменник помещен в общую систему 1 конвективного охлаждения шкафа. Заметим, что эффективность применения ТТ в РЭА достигается благодаря реализации ряда мер, обеспечивающих малые перепады температур на всем тракте теплового потока в аппарате. Для этого необходимо создавать хорошие тепловые контакты в любых соединениях, применять платы с повышенной теплопроводностью.

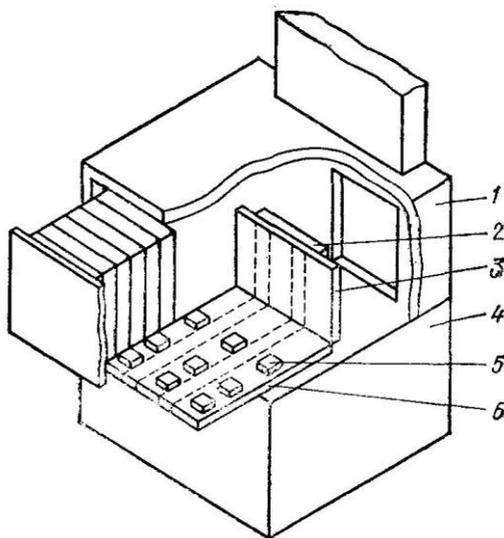


Рис.12.13. Компоновка приборного шкафа с использованием ТТ

## 12.5. Турбохолодильник

Турбохолодильник представляет собой газовую турбину, в которой внутренняя энергия газа при расширении преобразуется в механическую работу. Турбохолодильники могут использоваться там где есть лоточник сжатого воздуха.

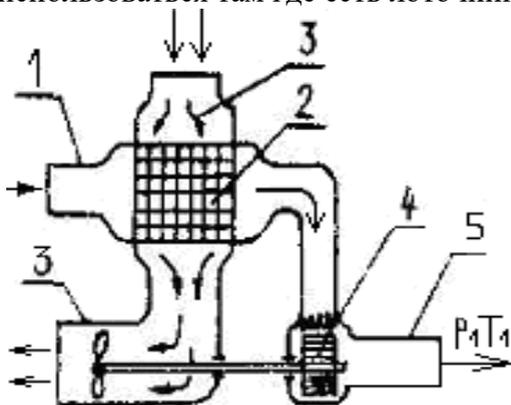


Рис. 12.13. Устройство турбохолодильного агрегата

Турбохолодильник состоит из двух основных частей - турбины и вентилятора, закрепленных на одном валу. Для предварительного охлаждения сжатого воздуха турбохолодильники имеют теплообменник. В последнем случае турбохолодильники и теплообменник образуют турбохолодильный агрегат. Сжатый воздух через воздуховод 1 проходит через воздухо-воздушный теплообменник 2, где предварительно охлаждается атмосферным воздухом 3. Охлажденный воздух поступает на сопла турбины турбохолодильника и далее на лопатки турбины 4, где в процессе расширения окончательно охлаждается и через выходной патрубок 5 подводится к охлаждаемому объекту. Температура воздуха на выходе из турбохолодильника

$$T_1 = T_0 - \eta \frac{L_0}{C_p},$$

где  $\eta = \frac{L}{L_0}$ , - КПД турбохолодильника;

$L_0$  - работа идеального турбохолодильника, т.е. такого, в котором расширение газа происходит адиабатно (без теплообмена с окружающей средой);

$$L_0 = C_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

$k$  - показатели адиабаты,  $L_0$  - работа, совершаемая в реальном процессе;  $C_p$  - теплоемкое воздуха при давлении на входе. Холодопроизводительность турбохолодильника определяется по формуле:

$$Q = C G (T_0 - T_1),$$

где  $G$  - весовой расход воздуха в единицу времени (с.).

Турбокомпрессоры находят применение, когда требуется большая холодопроизводительность при относительно небольшом охлаждении воздуха ( $\Delta T = T_0 - T_1 = 30 \div 50$  К).

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Данное учебное пособие содержит основные сведения о принципах обеспечения тепловых режимов приборов, рассматриваются основные элементы систем охлаждения, основные закономерности стационарных и нестационарных температурных полей, излагаются особенности тепловых режимов приборов, принцип работы тепловых труб, вихревых труб, термо-электрических охлаждающих устройств.

Последовательное изложение учебного материала сопровождается примерами, иллюстрациями в объеме, достаточном для его самостоятельного изучения.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Муратов А.В. Автоматизированное теплофизическое проектирование микроэлектронных устройств: учеб. Пособие / А.В. Муратов, О.Ю. Макаров. Воронеж: ВГТУ, 1997.-92с.
2. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре: учебник для вузов по спец. «Конструир. и произв. радиоаппаратуры»/ Г.Н. Дульнев -М.: Высш. шк., 1984.-247с.
3. Роткоп Л.Л. Обеспечение тепловых режимов при конструировании радиоэлектронной аппаратуры/ Роткоп Л.Л., Спокойный Ю.Е. -М.: Сов.радио,1976.-232с.
4. Термоэлектрические охладители/ под ред. А.Л. Вайнера. - М.: Радио и связь, 1993.
5. Энциклопедия устройств на полевых транзисторах/ В.П. Дьяконов, А. А. Максимчук, А.М. Ремнев, В.Ю. Смердов. - М.: СОЛОН-Р, 2002.
6. Уразаев В.Г. О проблеме влагостойкости печатного монтажа — Компоненты и технологии/ В.Г. Уразаев.2002, №4.
7. Уразаев В.Г. Влагозащита печатного монтажа: обзор методов — Электроника: наука, технология, бизнес/ В.Г. Уразаев. 2003, №1.
8. Костин А.С. Применение покрытий на основе парилена для влагозащиты и герметизации изделий РЭА — Приложение «Технологии, оборудование, материалы» к журналу «Экономика и производство»/ А.С. Костин, А.Т. Крутько, Т.В. Нефедов. 1999, №5.
9. Ширшова В. Технология влагозащиты и электроизоляции изделий РЭА полипараксилиленом — Компоненты и технологии/ В. Ширшова. 2000, №10.
10. Кляровский В. «Системы воздушного охлаждения генераторных ламп/ В. Кляровский. Радио 2003. №11, 12.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. Основные понятия теплообмена .....	5
2. Теплопроводность, или кондуктивный перенос тепла.....	6
2.1. Закон Фурье .....	8
2.2. Тепловые коэффициенты. Тепловые сопротивления. Метод электротепловых аналогий. ....	9
2.3. Теплопередача через плоскую однослойную стенку..	11
2.4 Теплопередача цилиндрической, однородной стенки (трубы) .....	13
3. Конвективный теплообмен .....	14
4. Лучистый теплообмен .....	19
4.1. Законы теплового излучения .....	21
4.2 Лучистый теплообмен между телами.....	25
4.3 Лучистый теплообмен неограниченных поверхностей.....	25
4.4 Теплообмен излучением ограниченных поверхностей.....	28
4.5 Влияние экранов на теплообмен излучением.....	29
5. Сложный теплообмен .....	30
5.1. Теплопередача через плоскую однослойную стенку .....	30
5.2. Теплопередача через многослойную плоскую стенку .....	31
5.3. Теплопередача через многослойную цилиндрическую стенку .....	32
5.4. Передача тепла через ребрѐнную поверхность (радиатор) .....	33
5.5. Теплоотдача через газовую или жидкую прослойку..	36

6. Влагообмен .....	37
7. Нестационарный тепловой режим .....	45
8. Основные закономерности стационарных полей.....	47
8.1. Принцип суперпозиции .....	51
8.2. Принцип местного влияния .....	53
9 Способы обеспечения тепловых режимов.....	55
10. Системы обеспечения тепловых режимов РЭС.....	59
10.1. Классификация СОТР.....	60
10.2 Системы охлаждения РЭС.....	62
10.2.1 Воздушные системы охлаждения.....	62
10.2.2 Жидкостные системы охлаждения.....	63
10.2.3 Испарительные системы охлаждения.....	64
10.2.4 Кондуктивные системы охлаждения.....	66
10.3 Основные элементы систем охлаждения.....	67
10.3.1 Теплоносители.....	67
10.3.2 Теплообменники.....	70
10.3.3 Нагнетатели систем охлаждения.....	85
11 Интенсификация теплообмена РЭС.....	91
11.1 Особенности теплообмена оребренных поверхностей.....	92
11.2 Тепловые модели радиаторов, используемые при моделировании.....	95
11.3 Математическая модель тепловых процессов радиатора.....	104
12 Специальные устройства охлаждения РЭС.....	106
12.1 Термоэлектрические охлаждающие устройства..	106
12.2 Вихревые трубы.....	117
12.3 Охлаждение с помощью фазовых переходов.....	122
12.4. Тепловые трубы (ТТ).....	123
12.5 Турбохолодильник.....	130
Заключение.....	132
Список литературы.....	133