

1. ТЕОРИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОБМЕНА В РЭА

Проектируемая РЭА должна удовлетворять многим требованиям: функциональным, конструкторско-технологическим, надежностным, экономическим и т. д. Тепловое проектирование РЭА является подсистемой в общей системе проектирования РЭА и реализуется на различных этапах ее разработки: при моделировании, разработке функциональной схемы, компоновке, размещении, конструкторско-технологическом обосновании устройства. На всех этапах разработки конструкции проводится детальная проработка теплового проектирования.

Исходные данные содержатся в техническом задании (ТЗ) конструкторской документации. К ним относятся:

- суммарная мощность P , рассеиваемая в блоке, Вт;
- допустимые температуры элементов, T_i доп, К;
- диапазон возможного изменения температуры окружающей среды T_c min, T_c max;
- пределы изменения давления окружающей среды P_{max} , P_{min} ;
- время непрерывной работы τ , час;
- конструктивные требования, такие как габаритные размеры, масса (вес), проектируемой РЭС и др..

Реальный аппарат с точки зрения теплофизики представляет сложную систему большого числа источников и стоков тепла с границами неправильной формы. При эксплуатации любого устройства РЭА внутри него устанавливается неоднородное и неравномерно распределенное температурное (тепловое) поле, т. е. устанавливается тепловой режим (ТР). Основной характеристикой ТР является температура $T = T(x, y, z, \tau)$, или перегрев θ относительно окружающей среды: $\theta = T - T_c$, где τ - время, с; T_c - температура окружающей среды.

Шасси, плату с элементами и окружающее их тепловое поле называют нагретой зоной.

Расчет ТР РЭА заключается в определении по конструктивным данным температур нагретой зоны и поверхностей элементов, а также температуры в других характерных зонах аппарата (воздуха внутри корпуса блока, системы охлаждения): $T = T(P)$ или

$\theta = \theta(P)$. При этом методика расчета считается удовлетворительной, если результаты расчета подтверждаются опытом, т. е. подтверждаются испытаниями опытного образца.

Тепловой режим блока РЭА при естественном воздушном охлаждении зависит от многих факторов: конструкции корпуса, его геометрических размеров, физических свойств материалов, режимов работы, системы охлаждения, тепловыделения используемых в конструкции радиоизделий (ЭРИ). Для большинства ЭРИ тепловыделения составляют

$$P_{рас} = (0,8 \dots 0,9) P_{потр},$$

где $P_{рас}$ - рассеиваемая мощность, Вт;
 $P_{потр}$ - потребляемая мощность ЭРИ, Вт.

Эти данные указываются в паспорте на изделия или в соответствующих справочниках.

Подготовка к расчету ТР проектируемого аппарата начинается с первых этапов разработки конструкторской документации.

Конструкцию РЭА во многом определяет способ охлаждения. Поэтому уже на ранней стадии конструирования, т. е. на стадии разработки эскизного проекта, необходимо выбрать способ охлаждения (естественное - воздушное, жидкостное; принудительное - воздушное, жидкостное и т. д.), после чего можно приступить к предварительной проработке конструкции. Выбор способа охлаждения достаточно подробно описан в [1, 2].

Методы расчета ТР радиоаппаратов различного конструктивного выполнения имеют свои специфические особенности. Мощность, выделяемая источниками энергии, передается кожуху аппарата, а от него - в окружающую среду. Характер конвекционных потоков внутри РЭА зависит от размеров и ориентации шасси, плотности монтажа деталей, их размеров и взаимного расположения, величины воздушных зазоров между нагретой зоной и кожухом, а также температур поверхностей деталей, шасси и кожуха. Процесс теплообмена с учетом всех этих факторов в ряде случаев не поддается описанию известными уравнениями, а часто полную систему уравнений теплообмена невозможно решить аналитически. Поэтому процессы, протекающие в реальном аппарате, схематизируют, прини-

мают ряд упрощенных предпосылок, конструкции аппаратов заменяют их физическими моделями. В тепловых моделях РЭА шасси, плату, пакет плат с ЭРИ, т.е. нагретую зону принимают за одно тело, ограниченное изотермической поверхностью. Для доступного описания и расчета реальная нагретая зона блока РЭА заменяется некоторой условной, представляющей собой параллелепипед высотой h_3 и основанием, размеры которого равны размерам шасси ($L_1 \times L_2$) (рис. 1.1).

Тепловое моделирование РЭА различной конструкции в зависимости от способов охлаждения и процессы теплообмена, протекающие в них, рекомендуется проработать самостоятельно, используя литературу [1, 11].

Остановимся на способах оценки средних температурных характеристик блоков с естественным воздушным охлаждением.

1.1. Тепловой режим блока в герметичном корпусе

Используя основные закономерности теории теплообмена, рассмотрим методику расчета ТР герметичного аппарата при естественном воздушном охлаждении, выполненного в виде параллелепипеда с горизонтальным расположением шасси (рис. 1.1).

Исходными данными для расчета, кроме суммарной мощности всех источников P и габаритных размеров, указанных в ТЗ, являются конструкции корпуса блока, размещение шасси, количество деталей и узлов, их размеры и размещение на шасси, степень черноты (ϵ) внутренних и корпусных поверхностей аппарата.

В результате расчета должны быть получены тепловые характеристики аппарата, т.е. зависимости температуры нагретой зоны и кожуха от мощности источников энергии:

$$\begin{aligned} \theta_3 &= t_3 - t_c = \theta_3(P); \\ \theta_k &= t_k - t_c = \theta_k(P). \end{aligned} \quad (1.1)$$

Представим тепловую модель аппарата в виде системы 2-х тел: корпус (1) и нагретая зона в форме прямоугольного параллелепипеда (2), разделенных воздушными прослойками (3) (рис. 1.1.) и

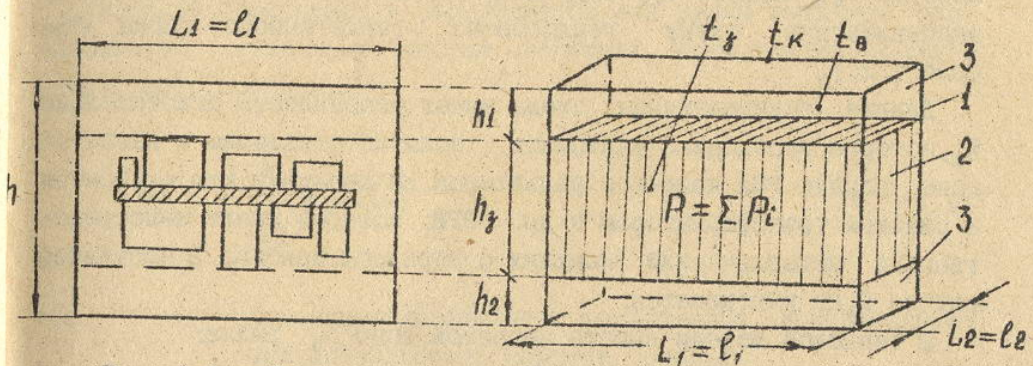


Рис. 1.1. Схематическое изображение блока РЭА (а) в герметичном корпусе и его физическая тепловая модель (б).

1-корпус блока; 2-нагретая зона; 3-воздух внутри корпуса; L_1, L_2, h -габаритные параметры корпуса блока; l_1, l_2, h_3 -габаритные параметры нагретой зоны; t_k -температура корпуса блока; t_3 -температура нагретой зоны; t_c -температура воздуха внутри корпуса (блока).

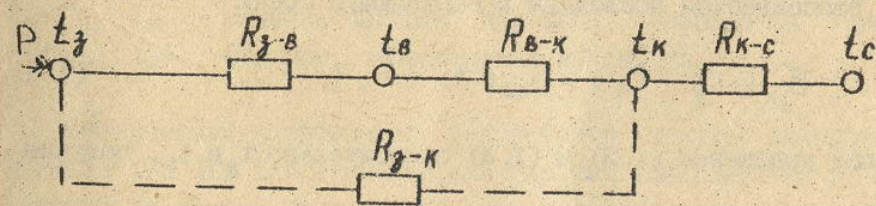


Рис. 1.2. Эквивалентная схема теплообмена нагретой зоны (t_3) герметичного блока с окружающей средой (t_c).

$R_{3-в}$ -тепловое сопротивление между нагретой зоной и воздухом внутри корпуса РЭА; $R_{в-к}$ -тепловое сопротивление между воздухом внутри корпуса и корпусом РЭА; $R_{к-с}$ -тепловое сопротивление между корпусом и окружающей средой; $R_{3-к}$ -тепловое сопротивление между нагретой зоной и корпусом.

допуская, что температура нагретой зоны t_z , воздуха внутри корпуса t_g , корпуса t_k , окружающей среды t_c , можно представить эквивалентную схему теплообмена герметичного блока РЭА (рис. 1.2.).

Данная эквивалентная схема имеет особенность относительно R_z , которое необходимо учитывать, если по отношению к нагретой зоне корпус РЭА является радиатором. На практике это относится к силовым трансформаторам и др. ЭРИ, которые имеют непосредственный металлический контакт с корпусом прибора. В противном случае R_z не учитывается.

В тепловой модели высота нагретой зоны h_z равна:

$$h_z = h - (h_1 + h_2 + 2\Delta), \quad (1.2)$$

где Δ - толщина стенок кожуха аппарата;

h_1, h_2 - расстояние от условно нагретой зоны до внутренних верхней и нижней поверхностей кожуха.

Тепловой поток от нагретой зоны к кожуху аппарата выражается через тепловую проводимость между зоной и кожухом:

$$P = \tilde{\sigma}_{zk} (t_z - t_k). \quad (1.3)$$

При герметизации корпуса вся энергия P , передаваемая корпусу, рассеивается последним в окружающую среду:

$$\tilde{\sigma}_{zk} (t_z - t_k) = \tilde{\sigma}_{kc} (t_k - t_c). \quad (1.4)$$

Решая уравнения (1.3) и (1.4) относительно t_z и t_k , получим

$$t_z = t_c + P \left(\frac{1}{\tilde{\sigma}_{zk}} + \frac{1}{\tilde{\sigma}_{kc}} \right); \quad (1.5)$$

$$t_k = t_c + \frac{P}{\tilde{\sigma}_{kc}}. \quad (1.6)$$

Связь между температурами нагретой зоны и корпуса будет выражаться:

$$(t_z - t_c) = (t_k - t_c) \left(1 - \frac{\tilde{\sigma}_{kc}}{\tilde{\sigma}_{zk}} \right). \quad (1.7)$$

Тепловая проводимость определяется как сумма тепловых проводимостей отдельных частей наружной поверхности корпуса (верх, низ, боковая):

$$\tilde{\sigma}_{kc} = \sum_{i=1}^3 \alpha_i S_{ki} \quad (1.8)$$

где α_i - суммарный коэффициент теплоотдачи соответствующих поверхностей корпуса, равный:

$$\alpha_i = \alpha_{ki} + \alpha_{li} \quad (1.9)$$

где α_{ki} - конвективный коэффициент теплоотдачи, зависящий от ориентации поверхности корпуса;

α_{li} - коэффициент теплоотдачи излучением, который независимо от ориентации поверхностей рассчитывается по формуле

$$\alpha_{li} = \epsilon_k f(t_k, t_c), \quad (1.10)$$

где ϵ_k - степень черноты наружной поверхности корпуса; $f(t_k, t_c)$ - функция, определяемая из таблиц.

Конвективный коэффициент теплоотдачи кожуха находится по законам 1/3 или 1/4 степеней для плоских поверхностей в зависимости от закона движения воздуха у поверхности, который выражается неравенством

$$t_k - t_c \leq \left(\frac{0,84}{L} \right)^3. \quad (1.11)$$

При выполнении неравенства конвективный коэффициент теплоотдачи характеризуется законом 1/4 степени:

$$\alpha_{ki} = N A_2 \left(\frac{t_k - t_c}{L} \right)^{1/4}, \quad (1.12)$$

а при невыполнении - законом 1/3 степени

$$\text{где } \alpha_{ki} = N A_3 (t_k - t_c)^{1/3}, \quad (1.13)$$

N - коэффициент, зависящий от ориентации поверхности кожуха;

L - определяющий размер;

A_2 и A_3 - коэффициенты, в которые входят все физические параметры среды.

Тепловая проводимость β_{jk} рассчитывается в предположении, что вся тепловая энергия нагретой зоны кожуху аппарата передается путем конвекции и излучения через воздушные прослойки: верх (1), боковые поверхности (2), дно (3). Передача тепла в прослойках осуществляется конвективно-кондуктивной теплопередачей, учитывающей как конвекцию, так и теплопроводность. В этом случае полный коэффициент теплоотдачи от j -й поверхности условно нагретой зоны определяется:

$$K_j = K_{kj} + \alpha_{lj}, \quad (1.14)$$

где K_{kj} - конвективно-кондуктивный коэффициент теплопередачи от соответствующей поверхности.

В 1-й области конвективно-кондуктивный коэффициент теплопередачи рассчитывается:

$$K_{k1} = N f_2 (h_1/1) A_5 \sqrt{\frac{t_z - t_k}{h_1}}, \quad (1.15)$$

где h_1 - толщина воздушной прослойки;

$f_2 (h_1/1)$ - функция, определяемая из таблиц;

$1 = \sqrt{L_1 \times L_2}$ - определяющий размер шасси;

A_5 - коэффициент, учитывающий параметры среды.

В области 3 у аппаратов с горизонтальным шасси теплые по-

верхности расположены выше нижней поверхности - дна кожуха корпуса, что не способствует развитию конвекции. В этом случае коэффициент теплопередачи определяется только теплопроводностью воздуха

$$K_{k3} = \frac{\lambda_3}{h_3}, \quad (1.16)$$

где λ_3 - теплопроводность воздуха (или другой среды);

h_3 - толщина воздушной прослойки в области дна корпуса.

Коэффициент теплопередачи во 2-й области между боковыми поверхностями нагретой зоны и корпуса определяют приближенно по формуле

$$K_{k2} = 0,5 (K_{k1} + K_{k3}). \quad (1.17)$$

Лучистая составляющая коэффициента теплопередачи для всех составных условной поверхности нагретой зоны рассчитывается по формуле

$$\alpha_{l1} = \epsilon_n \Psi_{jk} f(t_z, t_k), \quad (1.18)$$

где Ψ_{jk} - коэффициент облученности системы "нагретая зона - кожух", который принимается равным 1, т.к. поверхность кожуха корпуса полностью охватывает поверхность нагретой зоны;

ϵ_n - приведенная степень черноты данной системы тел:

$$\epsilon_n = \frac{1}{1/\epsilon_z + (1/\epsilon_k - 1)\Psi_{jk}}. \quad (1.19)$$

Если $\epsilon_k, \epsilon_z \geq 0,8$, то $\epsilon_n = \epsilon_k \cdot \epsilon_z$.

Для ориентировочных расчетов значение тепловой проводимости β_{jk} в аппаратах с герметичным корпусом можно брать равным

$$\beta_{jk} = 23 (L_1 - 2\Delta)(L_2 - 2\Delta). \quad (1.20)$$