Г. Н. Дульнев

ТЕПЛООБМЕН В РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

Г. Н. ДУЛЬНЕВ

ТЕПЛООБМЕН В РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1963 ЛЕНИНГРАД

ЭТ-5-4
УДК 621. 385 : 536. 24
Д79

В книге изложены основы тепловых расчетов радиоэлектронных устройств (аппаратов и отдельных деталей). В частности, рассмотрены тепловые режимы радиоэлектронных устройств, имеющих конструкцию радиатора; полупроводниковых термочувствительных сопротивлений; радиотехнических сопротивлений; выпрямителей радиаторного типа; полупроводниковых диодов и триодов; радиотехнических трансформаторов; некоторых конструкций радиоэлектронных аппаратов. Предложены инженерные методы расчета зависимости температуры в различных точках радиоэлектронного устройства от мощности активных источников энергии. Большое внимание уделяется анализу влияния различных параметров на тепловой режим радиоэлектронных устройств и конкретным примерам расчета.

Книга рассчитана на инженерно-технический персонал, занимающийся вопросами проектирования и повышения надежности радиоэлектронных устройств, а также на преподавателей, аспирантов и студентов радиотехнических и теплофизических специальностей.

Дульнев Геннадий Николаевич

ТЕПЛООБМЕН В РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

М.-Л., Госэнергоиздат, 1963, 288 стр. с рис. 621.337/.39, 536,24.

Редактор *Э. М. Семяшкин* Технич. редактор *О. С. Житникова*

Сдано в производство 22/XII 1962 г. Подп. к печ. 22/IV 1963 г. М-23457. Печ. л. 18. Уч.-изд. л. 18,4. Бум. л. 9. Формат 60×90¹/₁₆. Тираж 10 500. Цена 1 р. 07 к. Заказ 1257.

Типография № 6 УЦБ и ПП Ленсовнархоза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

Памяти
Георгия Михайловича
КОНДРАТЬЕВА
посвящаю

ПРЕДИСЛОВИЕ

Перенос тепловой энергии из одной части радиоэлектронного устройства [1] (сокращенно РЭУ) в другую его часть или в окружающую среду будем называть теплообменом радиоэлектронного устройства. Этот процесс возникает в том случае, когда существует разность температур между отдельными частями РЭУ и средой. Температурное состояние РЭУ, т. е. пространственно-временное изменение его температуры, обычно называют тепловым режимом радиоэлектронного устройства.

Процесс переноса тепловой энергии из одной части пространства в другую осуществляется тремя совершенно различными механизмами: теплопроводностью (кондукцией), конвекцией и излучением.

Первый вид теплообмена имеет место в пространстве, заполненном твердым веществом.

Конвективный перенос тепла происходит в жидкой или газообразной среде, где наблюдается перемещение объемов газа или жидкости относительно друг друга. В жидкой или газообразной среде также существует перенос тепла путем теплопроводности, однако удельный вес этого процесса, как правило, мал по сравнению с конвективным переносом.

Теплообмен излучением характеризуется тем, что часть энергии тела превращается в лучистую энергию и в этой форме распространяется в пространстве.

Обычно все три способа переноса тепловой энергии существуют одновременно и в своей совокупности определяют тепловой режим радиоэлектронного устройства.

В последние годы проблема тепловых режимов радиоэлектронных устройств привлекает внимание специалистов, занимающихся проектированием как отдельных радиодеталей, так и аппаратов. Интерес к этой задаче объясняется следующими причинами.

Примерно 90—95% всех форм энергии во многих РЭУ в конечном итоге превращается в тепловую форму энергии, в результате чего повышается температура многочисленных деталей, работающих в аппарате. В то же время каждая радиодеталь сохраняет свои рабочие параметры при условии, что ее температура не превышает определенной величины, характерной для данной детали. В противном

[1] Радиоэлектронными устройствами здесь и в дальнейшем будем называть как отдельные радиодетали, так и радиоэлектронные аппараты.

случае деталь или необратимо изменяет свои свойства, или совсем выходит из строя. Таким образом, конструкция радиоэлектронного устройства, будь то отдельная деталь или сложный аппарат, например электронная счетная машина, во многом определяется его тепловым режимом, так как последний диктует выбор системы охлаждения и габариты устройства.

Известно также, что надежность радиоэлектронных устройств падает с повышением их температуры. Методы расчета надежности построены в настоящее время в предположении, что тепловой режим аппарата нормальный, т. е. температура отдельных деталей не превышает заданной величины. Если тепловой режим радиоэлектронного устройства не удовлетворяет этому требованию, то расчеты аппаратуры на надежность теряют смысл, т. е. нормальный тепловой режим РЭУ является необходимым (но недостаточным) условием его надежной работы.

Таким образом, тепловой режим радиоэлектронного устройства в значительной степени определяет как его конструкцию, так и надежность работы. В настоящее время уже не вызывает сомнения тот факт, что инженер, работающий в области проектирования РЭУ и заинтересованный в получении их оптимальной конструкции, должен принимать во внимание не только законы электроники, но и законы переноса и рассеяния тепловой энергии.

Отсутствие теории теплового режима многих РЭУ приводит к необходимости находить их оптимальную конструкцию методом проб и ошибок, т. е. неоднократного макетирования и экспериментального исследования теплового режима устройств. До недавнего времени это был единственный путь, позволяющий избежать печальных провалов отдельных конструкций. Метод проб и ошибок, будучи весьма трудоемким, значительно задерживает выход в свет новой конструкции. Сложность явлений теплообмена в РЭУ привела ряд специалистов как в СССР, так и за рубежом к выводу, что аналитическое исследование этих явлений безнадежно и что единственно верное решение задачи может дать эксперимент. Однако работы последних лет начинают опровергать эту точку зрения. Несмотря на сложность процесса теплообмена в радиоэлектронных устройствах, вполне возможно создать инженерные методы расчета их теплового режима, опирающиеся на строгую научную основу. Для некоторых радиодеталей и аппаратов такие методы расчета рассмотрены в данной работе.

Тепловой режим РЭУ зависит от многих факторов, а именно: мощности и распределения активных источников энергии; конструкции и габаритов РЭУ; физических свойств материалов, из которых состоит РЭУ; физических параметров окружающей среды; системы вынужденного охлаждения, если такая система специально предусмотрена. Тепловой режим РЭУ характеризуется зависимостью температуры перегрева $(t_i - t_c)$ (относительно окружающей среды) какой-либо точки i устройства от мощности P источников энергии, т. е.

$$t_i - t_c = \varphi(P),$$

где t_i — температура в точке i устройства;

t_c — температура окружающей среды.

Эту зависимость будем называть тепловой характеристикой РЭУ.

В данной работе рассматривается только стационарный тепловой режим различных РЭУ, так как в этом режиме их температуры достигают наибольших значений, поэтому он наиболее опасен и его следует изучить в первую очередь.

В первых двух главах книги рассматриваются основные законы переноса тепла (конвекции, излучения, кондукции) в радиоэлектронных устройствах. Материал в этих двух главах представлен в справочном виде, расчетные формулы, за исключением тех, которые отсутствуют в литературе, даны без выводов. В остальных главах изложены методы расчета тепловых режимов различных радиоэлектронных устройств.

Материал третьей, а также пятой и шестой глав разрабатывался автором совместно с инж. Н. Н. Тарновским; теория теплового режима трансформаторов разрабатывалась совместно с инж. В. Н. Черкасовым. Сложность процессов теплопередачи в радиоэлектронных устройствах диктовала и выбор метода их исследования — разработку приближенной теории процесса с последующей ее проверкой и установлением границ применимости с помощью либо эксперимента на реальных объектах, либо точного анализа более частных задач.

Небольшой объем книги позволил рассмотреть тепловые режимы далеко не всех РЭУ и только в стационарном режиме их эксплуатации. Однако предлагаемые методы исследования могут служить в ряде случаев основой для разработки теории теплового режима радиоэлектронных устройств, которые не рассматривались в данной книге.

Автор считает своим долгом принести глубокую благодарность канд. техн. наук Э. М. Семяшкину, давшему ряд ценных советов и взявшему на себя труд по редактированию книги, а также своим товарищам по Ленинградскому институту точной механики и оптики за их сотрудничество.

СОДЕРЖАНИЕ

Глава первая. **Перенос тепла конвекцией и излучением в радиоэлектронных устройствах** 9

1-1. Теплоотдача при свободном движении жидкости. Критериальные уравнения . . . . . —
1-2. Расчетные формулы теплоотдачи различных тел в неограниченном пространстве (естественная конвекция) 14
1-3. Теплоотдача в ограниченном пространстве (естественная конвекция) 20
1-4. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской стенки или цилиндрической поверхности 25
1-5. Теплоотдача при движении жидкости в трубах 26
1-6. Перенос тепловой энергии излучением 31

Глава вторая. **Перенос тепла через стенки, стержни и пластины** 37

2-1. Тепловые сопротивления и тепловые коэффициенты . . . . . —
2-2. Тепловые сопротивления плоской и цилиндрической стенок, сопротивление контакта 39
2-3. Тепловой коэффициент стержня 43
2-4. Тепловые коэффициенты пластин круглой формы 46
2-5. Тепловые коэффициенты прямоугольной пластины 56
2-6. Произвольное положение источника на прямоугольной пластине 64
2-7. Источники энергии, занимающие область в виде полосы на прямоугольной пластине 68
2-8. Замечания о точности приближенного аналитического метода расчета тепловых коэффициентов прямоугольных пластин . . . 76

Глава третья. **Теплообмен радиаторов в условиях естественной конвекции** 77

3-1. Применение радиаторов при конструировании радиоэлектронных устройств . . . . . —
3-2. Процесс теплообмена оребренных поверхностей 78
3-3. Инженерный метод расчета теплоотдачи радиаторов 83
3-4. Проектирование радиаторов 87
3-5. Экспериментальное исследование теплообмена радиаторов в условиях естественной конвекции 93

Глава четвертая. **Тепловой режим полупроводниковых термочувствительных сопротивлений и радиотехнических сопротивлений** 95

4-1. Характеристики полупроводниковых термочувствительных сопротивлений (ПТС) . . . . . —
4-2. Связь электрических характеристик ПТС с его тепловым режимом 97
4-3. Распределение источников энергии в ПТС 100

4-4. Аналитическое выражение электрических статических характеристик ПТС . . . 103
4-5. Методы определения параметров A, B, F_l . . . 107
4-6. Влияние параметров A, B, T_c и F_l на электрические статические характеристики ПТС . . . 109
4-7. Описание конструкции и свойств материалов радиотехнических сопротивлений и ПТС . . . 112
4-8. Тепловой режим конструкций первой группы . . . 114
4-9. Тепловой режим конструкций второй группы . . . 121
4-10. Анализ температурного поля ограниченного цилиндра . . . 124
4-11. Методика расчета тепловых и электрических характеристик 127
4-12. Влияние геометрических параметров и условий эксплуатации детали на ее тепловой режим . . . 131
4-13. Проектирование ПТС с заданными характеристиками . . . 137
4-14. Экспериментальное исследование теплового режима некоторых промышленных конструкций радиотехнических сопротивлений и ПТС . . . 139

Глава пятая. **Тепловой режим полупроводниковых выпрямителей радиаторного типа** . . . 145

5-1. Методы исследования теплового режима полупроводниковых выпрямителей . . . —
5-2. Анализ теплового режима выпрямительного столба . . . 147
5-3. Методика расчета тепловой характеристики выпрямительного столба . . . 152
5-4. Влияние различных параметров на тепловой режим выпрямительных столбов . . . 156
5-5. Экспериментальная проверка метода расчета . . . 159

Глава шестая. **Тепловой режим полупроводниковых диодов и триодов** . . . 160

6-1. Конструкции полупроводниковых диодов и триодов. Состояние исследований их теплового режима . . . —
6-2. Тепловой режим мощных полупроводниковых диодов и триодов 165
6-3. Структура тепловых сопротивлений и коэффициентов . . . 167
6-4. Расчет тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов, смонтированных на радиаторе типа С или В 175
6-5. Расчет тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов, смонтированных на радиаторе типа А . . . 180
6-6. Конструирование радиаторов для полупроводниковых диодов и триодов . . . 183
6-7. Влияние способа монтажа на тепловой режим мощных полупроводниковых диодов и триодов . . . 186
6-8. Экспериментальное исследование тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов . . . 188
6-9. Тепловой режим полупроводниковых диодов и триодов малой мощности . . . 190

Глава седьмая. **Тепловой режим трансформаторов малой мощности** . . . 196

7-1. Описание конструкций и состояние исследований теплового режима трансформаторов . . . —
7-2. Анализ теплового режима трансформаторов броневого и стержневого типов . . . 199
7-3. Эквивалентная теплопроводность катушки трансформатора . . . 212
7-4. Охлаждение трансформаторов введением в их катушку медных шин . . . 215
7-5. Инженерный метод расчета тепловых характеристик трансформаторов . . . 219
7-6. Влияние различных параметров на тепловой режим трансформатора . . . 229
7-7. Влияние соотношения активных потерь в сердечнике и катушке трансформатора на его тепловой режим . . . 232

Глава восьмая. **Тепловой режим некоторых конструкций радиоэлектронных аппаратов** 234
8-1. Тепловые характеристики аппаратов . . . . . —
8-2. Среднеповерхностная температура нагретой зоны аппарата . . . 236
8-3. Коэффициенты теплопередачи через воздушные прослойки внутри радиоэлектронного аппарата 239
8-4. Методика инженерного расчета 244
8-5. Тепловой режим аппарата с горизонтальным шасси и неравномерным температурным полем кожуха 250
8-6. Влияние различных параметров на тепловой режим аппарата 259
8-7. Влияние перфораций кожуха и шасси на тепловой режим аппарата 261
8-8. Температурное поле внутри нагретой зоны аппарата 271
8-9. Анализ влияния различных параметров на характер температурного поля внутри нагретой зоны 275
Заключение 282
Литература 284

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПЕРЕНОС ТЕПЛА КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ В РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

1-1. Теплоотдача при свободном движении жидкости. Критериальные уравнения

Свободное движение жидкости [1] обусловлено разностью плотностей нагретых и холодных объемов. Под действием подъемной силы нагретые объемы жидкости поднимаются вверх, а на их место поступают холодные объемы: возникает сложное движение, в котором сталкиваются восходящие и нисходящие потоки. Перемещение элементов среды приводит к теплообмену как в самой жидкости, так и между твердым телом и средой. В этом случае свободное движение называется естественной или тепловой конвекцией.

а) Закон Ньютона. Связь между количеством тепла, переданного при свободном движении жидкости, и условиями теплообмена устанавливается формулой Ньютона [Л. 1-4]:

$$P = \alpha_к (t - t_c) S, \qquad (1\text{-}1)$$

где P — количество тепла, переносимого в единицу времени (мощность) от твердого тела к жидкости или от жидкости к твердому телу;
$\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией;
t — температура поверхности твердого тела;
t_c — температура жидкости (среды);
S — площадь поверхности теплообмена.

В системе MKS перечисленные выше параметры имеют следующие единицы измерения:

$$[P] = вт, \quad [t] = [t_c] = °C, \quad [t - t_c] = град,$$

$$[S] = м^2, \quad [\alpha] = вт/м^2 \cdot град.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией численно характеризует мощность, которую рассеивает или воспринимает единица поверхности твердого тела путем конвекции при разности температур между твердым телом и средой в 1 *град*. Вся сложность процесса теплоотдачи

[1] Жидкостью будем называть как жидкую, так и газообразную среду.

в формуле Ньютона концентрируется в одной величине — коэффициенте теплоотдачи, который представляет собой сложную функцию большого числа параметров, существенно влияющих на процесс теплообмена. Так, для естественной конвекции

$$\alpha_к = \alpha\,(t,\ t_c,\ \beta,\ \lambda,\ c_p,\ \nu,\ a,\ g,\ \Phi), \qquad (1\text{-}2)$$

где β [$1/град$] — коэффициент объемного расширения жидкости; для газа

$$\beta = \frac{1}{T_c} = \frac{1}{t_c + 273},$$

для воды зависимость β от температуры приведена в табл. 1-2;

λ [$вт/м \cdot град$] — коэффициент теплопроводности жидкости;

c_p [$дж/кг \cdot град$] — удельная теплоемкость жидкости при постоянном давлении;

ν [$м^2/сек$] — коэффициент кинематической вязкости жидкости;

g [$м/сек^2$] — ускорение силы тяжести;

a [$м^2/сек$] — коэффициент температуропроводности жидкости;

Φ — символическое обозначение совокупности параметров, характеризующих форму, строение поверхности и ее размеры.

Многочисленные исследования привели к выводу, что решающее влияние на процесс свободной конвекции имеют физические свойства среды и температурный напор, равный разности температур $\vartheta = t - t_c$ между телом и средой. Конфигурация тела имеет меньшее влияние, что в некоторых случаях позволяет представлять коэффициент теплоотдачи в единообразной форме для тел различной конфигурации.

б) Критериальные уравнения. Решающее значение в исследованиях процессов теплообмена имеет теория подобия, из которой следует, что протекание сложных процессов определяется не отдельными физическими величинами, а определенным образом составленными из этих физических величин безразмерными комплексами, или критериями. Например, явление естественной конвекции определяется десятью физическими величинами, входящими в уравнение (1-2). Если на основе теории подобия объединить физические и геометрические параметры в безразмерные комплексы (критерии подобия), то процесс теплообмена в условиях естественной конвекции будет определяться не десятью параметрами, а следующими тремя критериями:

критерием Нуссельта $\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_к L}{\lambda}$,

критерием Грасгофа $\mathrm{Gr} = \beta g \frac{L^3}{\nu^2}(t - t_c)$,

критерием Прандтля $\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}$.

Здесь через L обозначен геометрический параметр, характерный для тела данной конфигурации (диаметр для труб или шаров, высота для вертикальной пластины и т. д.). Ответ на вопрос, как надо составлять критерии, дает теория подобия, общие положения которой изложены в специальных монографиях [Л. 1-2, 1-4]. Таким образом, зависимость (1-2) между многочисленными параметрами можно представить в виде критериального уравнения, связывающего три критерия подобия,

$$\mathrm{Nu} = F\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}). \qquad (1\text{-}3)$$

Обрабатывать результаты экспериментальных исследований в виде зависимости (1-3) гораздо проще, чем в виде (1-2), так как число параметров, между которыми необходимо найти связь, значительно сократилось. Но этим не ограничиваются преимущества уравнения (1-3) перед уравнением (1-2): формулы типа (1-3) носят более общий характер, чем формулы типа (1-2), что видно из следующего примера.

Предположим, что экспериментально измерялся коэффициент теплоотдачи проволок в различных средах, при разных значениях диаметров проволок и температурных напоров. В результате исследований были получены серии зависимостей, связывающих коэффициент теплоотдачи с каким-либо параметром (диаметром, температурным напором, средой и т. д.). Все эти зависимости носят частный характер и справедливы только для тех условий, при которых проводились опыты. При обработке опытных данных в форме уравнения (1-3) этот недостаток устраняется. Допустим, что установлен вид зависимости (1-3) и обработка опытных данных в критериальном виде показала, что произведение критериев Грасгофа и Прандтля меняется в диапазоне $100 \leqslant \mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr} \leqslant 1000$. Полученную формулу можно применить к бесконечно большому числу иных (нежели изучаемый) случаев теплообмена проволоки, так как величину произведения критериев $\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}$ в пределах от 100 до 1000 можно получить при самых различных значениях параметров, входящих в эти критерии. Таким образом, теория подобия позволяет распространить результат единичного опыта на целую группу подобных явлений. Четкий ответ на вопрос, какие явления подобны изучаемому, дает одна из теорем теории подобия: подобны те явления, у которых подобны условия однозначности и равны определяющие критерии. В условия однозначности входят условия протекания процесса на границах тела, форма тела, а также временные условия, характеризующие условия протекания процесса во времени. Определяющими критериями называются критерии, полученные из условий однозначности [Л. 1-2, 1-4].

Итак, можно утверждать, что полученная в форме (1-3) эмпирическая зависимость будет справедлива для проволок различных диаметров (геометрическое подобие), если теплообмен проволок происходит в условиях естественной конвекции и величина произведения определяющих критериев ($\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}$) лежит в пределах от 100 до 1000.

в) Теплоотдача в неограниченном пространстве. Сопоставляя и научно обобщая на основе теории подобия обширный экспериментальный материал по теплообмену в условиях естественной конвекции, ученые предложили общую зависимость для коэффициента теплоотдачи тел с одним определяющим размером (вертикальные плиты, бесконечно длинные проволоки, трубы и шары) [Л. 1-4]

$$\mathrm{Nu}_m = C\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_m^n, \qquad (1\text{-}4)$$

где C и n — эмпирические коэффициенты, а индекс m указывает, что значения физических параметров λ, a, ν газа или жидкости следует выбирать для средней арифметической температуры t_m, равной

$$t_m = 0{,}5\,(t + t_c). \qquad (1\text{-}5)$$

Постоянные C и n в уравнении (1-4) для разных значений аргумента различны. Их значения приведены в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Значения C и n в формуле (1-4)

$(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_m$	C	n
$<1\cdot10^{-3}$	0,50	0,00
$1{,}10^{-3}$—$5\cdot10^{2}$	1,18	$^1/_8$
$5\cdot10^{2}$—$2\cdot10^{7}$	0,54	$^1/_4$
$2\cdot10^{7}$—$1\cdot10^{13}$	0,135	$^1/_3$

В табл. 1-2 и 1-3 приведены соответственно физические параметры воды на линии насыщения и параметры сухого воздуха при давлении $H = 760$ *мм* рт. ст.

Таблица 1-2

Физические параметры воды на линии насыщения

$t°$ C	γ, *кг/м³*	c_p, *дж/кг·град*	λ, *вт/м·град*	$\nu\cdot10^6$, *м²/сек*	$\beta\cdot10^4$, *1/град*	Pr
0	998,8	4230	0,552	1,790	—0,63	13,7
10	999,6	4220	0,575	1,300	+0,88	9,56
20	998,2	4210	0,600	1,000	2,07	7,06
30	995,6	4200	0,618	0,805	3,04	5,5
40	992,2	4200	0,635	0,659	2,90	4,3
50	988,0	4200	0,647	0,556	4,6	3,56
60	983,2	4210	0,660	0,479	5,3	3,00
70	977,7	4220	0,667	0,415	5,8	2,56
80	971,8	4220	0,674	0,366	6,3	2,23
90	965,3	4225	0,680	0,326	7,0	1,95
100	958,3	4230	0,682	0,295	7,5	1,75

Различают четыре закона теплообмена, соответствующие четырем режимам движения [Л. 1-4].

1. Пленочный режим ($\mathrm{Nu}_m = 0{,}5$), при котором у поверхности образуется почти неподвижная пленка нагретой жидкости. Интен-

Таблица 1-3

Физические параметры сухого воздуха при $H = 760$ *мм* рт. ст.

$t°$ C	γ, *кг/м³*	c_p, *дж/кг·град*	$\lambda \cdot 10^2$, *вт/м·град*	$\nu \cdot 10^6$, *м²/сек*	Pr
—50	1,584	1010	2,04	9,23	0,728
—20	1,395	1010	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1000	2,44	13,28	0,707
10	1,247	1000	2,51	14,16	0,705
20	1,205	1000	2,60	15,06	0,703
30	1,165	1000	2,68	16,00	0,701
40	1,128	1000	2,76	16,96	0,699
50	1,093	1000	2,83	17.95	0,698
60	1,060	1000	2,90	18,97	0,696
70	1,029	1000	2,97	20,02	0,694
80	1,000	1000	3,05	21,09	0,692
90	0,972	1000	3,13	22,10	0,690
100	0,946	1000	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1000	3,34	25,45	0,686

сивность теплообмена очень мала. Этот режим движения может иметь место, например, у тела с плавными очертаниями при небольших температурных напорах (рис. 1-1, *а*). Теплообмен обусловлен явлениями теплопроводности.

2. Закон $^1/_8$ степени соответствует ламинарному режиму движения жидкости, интенсивность теплообмена незначительна. Можно показать, что такой режим движения жидкости типичен для среды, омывающей тонкие проводники (рис. 1-1, *б*).

3. Закон $^1/_4$ степени соответствует интенсивному ламинарному и локонообразному движению жидкости; интенсивность теплообмена увеличивается. Такой режим движения жидкости имеет место около плоских и цилиндрических кожухов аппаратов средних размеров, около плоских ребер радиаторов и т. д. (рис. 1-1, *в*).

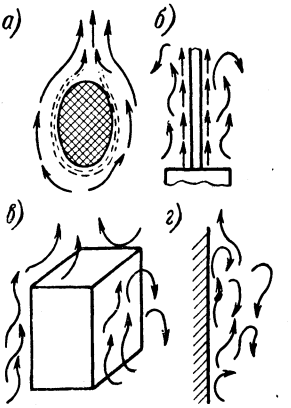


Рис. 1-1. Различный характер движения жидкости около нагретых тел.

4. Закон $^1/_3$ степени соответствует вихревому движению жидкости, при котором теплообмен протекает весьма интенсивно. Анализ формулы (1-4) в этом случае приводит к выводу, что размер тела не влияет на интенсивность процесса. Такой режим движения жидкости наблюдается около внешних поверхностей кожуха аппаратов больших размеров (рис. 1-1, *г*).

Формула (1-4) применима для любых капельных и газообразных сред и для любых конфигураций тела, которые можно характеризовать одним размером (неограниченные цилиндры, плоские поверхности, шары). Формула (1-4) неудобна для практических расчетов,

поэтому целесообразно, базируясь на ней, выводить частные формулы для теплоотдачи, позволяющие быстро рассчитать коэффициенты теплоотдачи различных тел в разных условиях эксплуатации.

1-2. Расчетные формулы теплоотдачи различных тел в неограниченном пространстве (естественная конвекция)

Выше указывалось, что формула (1-4) не всегда удобна для практических расчетов. Преобразуя критериальное уравнение (1-4), можно получить рабочие формулы, удобные для расчетов конвективных коэффициентов теплоотдачи тел различной конфигурации в условиях естественной конвекции.

а) Теплоотдача неограниченных цилиндров. При анализе теплового режима радиодеталей необходимо знать конвективные коэффициенты теплоотдачи различных проводников. С удовлетворительной точностью такие расчеты можно проводить по формуле для неограниченного цилиндра при $(Gr \cdot Pr) = 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$ [Л. 1-4]

$$\alpha_к = A_1 \left(\frac{t - t_c}{d^5}\right)^{\frac{1}{8}} [вт/м^2 \cdot град], \qquad (1\text{-}6)$$

где d — диаметр проводника в $м$.

В коэффициент A_1 вошли все физические параметры среды:

$$A_1 = 1{,}37 \, (\beta g \, Pr)_m^{\frac{1}{8}} \frac{\lambda_m}{\nu_m^{\frac{1}{4}}} \; [вт/м^{11/8} \cdot град^{9/8}]. \qquad (1\text{-}7)$$

Значения A_1 для воздуха и воды, рассчитанные по формуле (1-7), приведены в табл. 1-4.

Таблица 1-4

Значения A_1 для воздуха и воды

	t_m °C	0	20	40	60	80	100	120
A_1	воздух	0,291	0,295	0,300	0,306	0,310	0,315	0,320
	вода	9,35	13,1	15,7	17,6	19,0	20,0	—

Пример 1-1.

Рассчитать конвективный коэффициент теплоотдачи круглого проводника диаметром $d = 1$ *мм* при $t = 100°$ С. Температура окружающей среды $t_c = 20°$ С, конвекция естественная. Среда: а) воздух, б) вода.

Решение.

$$t_m = 0{,}5 \, (100 + 20) = 60° \text{ С};$$

а) $A_1 = 0{,}306 \; вт/м^{11/8} \cdot град^{9/8}$; б) $A_1 = 17{,}6 \; вт/м^{11/8} \cdot град^{9/8}$.

$$(t - t_c)^{1/8} = 80^{1/8} = 1{,}75 \; град^{1/8}; \quad (d_м)^{5/8} = (10^{-3})^{5/8} = 1{,}32 \cdot 10^{-2} \; м^{5/8}.$$

а) $\alpha_к = 40 \; вт/м^2 \cdot град$; б) $\alpha_к = 2330 \; вт/м^2 \cdot град$.

б) Теплоотдача плоской и цилиндрической поверхностей. Рассматриваемые ниже рабочие формулы пригодны для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи плоских и цилиндрических поверхностей в условиях естественной конвекции в неограниченном пространстве (плоские или цилиндрические поверхности стенок кожуха радиоэлектронного аппарата, шасси вне кожуха, плоские поверхности ребер и т. д.). Анализируя формулу (1-4) и учитывая значения коэффициентов C и n, приведенные в табл. 1-1, можно установить неравенство, позволяющее оценить закон движения около нагретой поверхности.

Если определяющий размер (L в миллиметрах) плоской или цилиндрической поверхности и ее температурный напор $t - t_c$ удовлетворяют неравенству

$$t - t_c \leqslant \left(\frac{840}{L}\right)^3 \ [град], \tag{1-8}$$

то движение жидкости подчиняется закону $\frac{1}{4}$ степени. В противном случае имеет место теплообмен по закону $\frac{1}{3}$ степени.

Пусть теплообмен подчиняется закону $\frac{1}{4}$. Тогда могут быть предложены следующие формулы для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи [Л. 1-4]:

для вертикально ориентированной поверхности высотой h или цилиндра диаметром h (в метрах)

$$\alpha_к = A_2 \left(\frac{t - t_c}{h}\right)^{\frac{1}{4}} \ [вт/м^2 \cdot град]; \tag{1-9}$$

для горизонтально ориентированной поверхности, обращенной нагретой стороной вверх,

$$\alpha_к = 1{,}30 A_2 \left(\frac{t - t_c}{L}\right)^{\frac{1}{4}} \ [вт/м^2 \cdot град], \tag{1-10}$$

где L — наименьшая сторона поверхности в $м$;

для горизонтально ориентированной поверхности, обращенной нагретой стороной вниз,

$$\alpha_к = 0{,}70 A_2 \left(\frac{t - t_c}{L}\right)^{\frac{1}{4}} \ [вт/м^2 \cdot град]. \tag{1-11}$$

В коэффициент A_2 вошли все физические параметры среды:

$$A_2 = 0{,}63 (\beta g \, \mathrm{Pr})_m^{\frac{1}{4}} \frac{\lambda_m}{\nu_m^{\frac{1}{2}}} \ [вт/м^{7/4} \, град^{5/4}]. \tag{1-12}$$

Значения A_2 для воздуха и воды, рассчитанные по этой формуле, приведены в табл. 1-5.

Таблица 1-5

Значения A_2 для воздуха и воды

	t_m °C	10	20	30	40	60	80	100	120	140	150
A_2	воздух	1,40	1,38	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26	1,25	1,245
	вода	90	105	127	149	178	205	227	—	—	—

Пусть теплообмен подчиняется закону $\frac{1}{3}$. Тогда формулы для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи имеют следующий вид:

для вертикально ориентированной плоской поверхности, цилиндрической поверхности или сферы

$$\alpha_к = A_3 (t - t_c)^{\frac{1}{3}} \quad [вт/м^2 \cdot град]; \tag{1-13}$$

для горизонтально ориентированной плоской поверхности, обращенной нагретой стороной вверх,

$$\alpha_к = 1{,}3A_3 (t - t_c)^{\frac{1}{3}} \quad [вт/м^2 \cdot град]; \tag{1-14}$$

для горизонтально ориентированной плоской поверхности, обращенной нагретой стороной вниз,

$$\alpha_к = 0{,}70A_3 (t - t_c)^{\frac{1}{3}} \quad [вт/м^2 \cdot град]. \tag{1-15}$$

В коэффициент A_3 вошли все физические параметры среды:

$$A_3 = 0{,}157(\beta g \, Pr)_m^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_m}{\nu_m^{\frac{2}{3}}} \quad [вт/м^2 \cdot град^{4/3}].$$

Значения A_3 для воздуха и воды, рассчитанные по этой формуле, представлены в табл. 1-6.

Таблица 1-6

Значение A_3 для воздуха и воды

	t_m °C	0	20	40	60	80	100	150
A_3	воздух	1,69	1,61	1,53	1,45	1,39	1,33	1,23
	вода	102	198	290	363	425	480	610

Если значения коэффициентов A_1, A_2 и A_3 требуется определить не для воды или воздуха, а для какой-либо иной жидкости или газа, то, пользуясь значениями физических параметров для этой среды, можно найти величину коэффициентов A_1, A_2 или A_3 по приведенным выше формулам.

Опыты показывают, что формулы (1-9)— (1-15) с удовлетворительной для практических целей точностью можно применять для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи дисков. Определяющим размером в этом случае служит диаметр диска.

Пример 1-2.

Определить конвективный коэффициент теплоотдачи вертикально ориентированного диска диаметром $h = 100$ *мм*. Средняя температура диска $t = 100°$ С, температура среды $t_c = 60°$ С, давление воздуха нормальное, конвекция естественная.

Решение.

По формуле (1-8) определяем закон теплообмена:

$$\left(\frac{840}{100}\right)^3 = 540 > t - t_c = 40 \text{ } град,$$

т. е. теплообмен подчиняется закону $^1/_4$, поэтому расчет следует вести по формуле (1-9). Находим

$$t_m = 0{,}5\,(100 + 60) = 80°\text{ С}.$$

Из табл. 1-5 находим $A_2 = 1{,}29$.

Рассчитываем $(t - t_c)^{1/4}$ и $h^{1/4}$:

$$(t - t_c)^{1/4} = 40^{1/4} = 2{,}52; \quad h^{1/4} = 0{,}1^{1/4} = 0{,}562.$$

По формуле (1-9) находим значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_к = 1{,}29\frac{2{,}52}{0{,}562} = 5{,}8 \text{ } вт/м^2 \cdot град.$$

Пример 1-3.

Определить конвективный коэффициент теплоотдачи вертикально ориентированной плоскости высотой $h = 0{,}6$ *м*. Средняя температура плоскости $t_s = 80°$ С, температура среды $t_c = 20°$ С. Конвекция естественная, давление воздуха нормальное.

Решение.

По формуле (1-8) определяем закон теплообмена:

$$\left(\frac{840}{600}\right)^3 = 2{,}7 < t - t_c = 80 - 20 = 60 \text{ } град,$$

т. е. теплообмен подчиняется закону $^1/_3$. Тогда по формуле (1-13) находим

$$\alpha_к = 1{,}49 \cdot 60^{1/3} = 1{,}49 \cdot 3{,}92 = 5{,}85 \text{ } вт/м^2 \cdot град.$$

в) Теплоотдача ограниченных цилиндров в воздухе. Многие радиодетали представляют собой ограниченные цилиндры, которые имеют два определяющих размера — длину и диаметр. К таким деталям можно отнести радиотехнические сопротивления, термосопротивления, маломощные кристаллические диоды и триоды, некоторые типы конденсаторов и электронных ламп и т. д. Опыты показывают, что характер движения среды около нагретого ограниченного цилиндра существенно отличается от движения среды неограниченного цилиндра. При изменении длины цилиндра с фиксированным значением диаметра конвективный коэффициент

теплоотдачи может измениться в два раза, поэтому необходимо учитывать оба размера ограниченного цилиндра. Конвективный теплообмен ограниченных тел небольших размеров менее изучен,

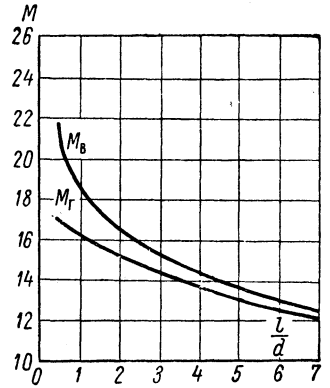


Рис. 1-2. Зависимости $M = M\left(\frac{l}{d}\right)$.

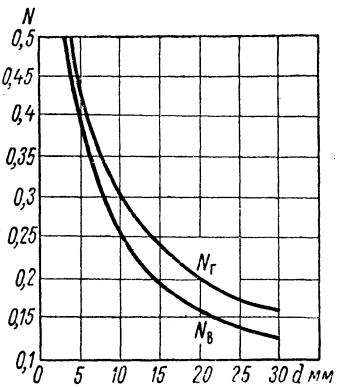


Рис. 1-3. Зависимости $N = N(d)$.

чем тел, рассмотренных выше. Критериальные формулы для конвективного коэффициента теплоотдачи ограниченных цилиндров, теплообмен которых происходит в воздушной среде в условиях естественной конвекции, установлены Э. М. Семяшкиным [Л. 1-6]. Ниже приводим соответствующую рабочую формулу

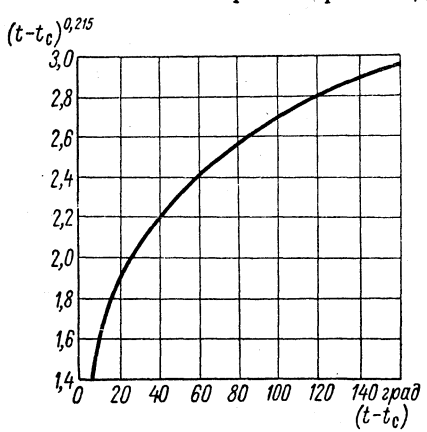


Рис. 1-4. Зависимость $(t - t_c)^{0,215} = f(t - t_c)$.

$$\alpha_к = MNk\,(t - t_c)^{0,215}$$

$$[вт/м^2 \cdot град]. \qquad (1\text{-}16)$$

Значения параметров $M = M\left(\frac{l}{d}\right)$, $N = N(d)$, $(t - t_c)^{0,215}$ приведены на рис. 1-2, 1-3 и 1-4; индексы «г» и «в» на рис. 1-2 и 1-3 означают соответственно горизонтальную и вертикальную ориентацию цилиндра. Через l и d обозначены соответственно длина и диаметр цилиндра. Коэффициент k зависит от физических параметров среды, значения которых в свою очередь определяются средней температурой t_m (1-5):

$$k = k(t_m) = \lambda_m \left(\frac{g}{T\nu^2}\mathrm{Pr}\right)_m^{0,215} \quad [вт/м^{1,645} \cdot град^{1,215}]. \qquad (1\text{-}16а)$$

Ниже представлена зависимость коэффициента k от температуры t_m для воздуха:

t_m °C	0	20	40	60	100	140	180	220
k	1,33	1,32	1,30	1,29	1,27	1,25	1,23	1,21

Пример 1-4.

Определить конвективный коэффициент теплоотдачи в воздухе горизонтально и вертикально ориентированного цилиндра, если известно, что давление воздуха нормальное, конвекция естественная, $t_c = 40°$ С, $t = 180°$ С, $d = 5$ *мм*, $\frac{l}{d} = 2$.

Решение.

Найдем по рис. 1-2—1-4 параметры, входящие в формулу (1-16): $M_г = 15{,}2$; $M_в = 16{,}3$; $N_г = 0{,}43$; $N_в = 0{,}38$.

Определим температуру t_m, коэффициент k и $(t - t_c)^{0{,}215}$:

$$t_m = 0{,}5\,(180 + 40) = 110°\text{ С}; \quad k = 1{,}265; \quad (t - t_c)^{0{,}215} = 2{,}9.$$

По формуле (1-16) находим конвективный коэффициент теплоотдачи для горизонтально и вертикально ориентированного цилиндра:

$$\alpha_{кг} = 15{,}2 \cdot 0{,}43 \cdot 1{,}265 \cdot 2{,}9 = 24{,}0\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{кв} = 16{,}3 \cdot 0{,}38 \cdot 1{,}265 \cdot 2{,}9 = 22{,}8\ вт/м^2 \cdot град.$$

Сопоставим полученный результат с конвективным коэффициентом теплоотдачи неограниченного цилиндра того же диаметра и в тех же температурных условиях.

По формуле (1-6) находим

$$\alpha_к = 0{,}317\,\frac{1{,}85}{0{,}0362} = 16{,}2\ вт/м^2 \cdot град.$$

г) Влияние давления газообразной среды на конвективный коэффициент теплоотдачи. Для того чтобы выяснить влияние давления газообразной среды на конвективный коэффициент теплоотдачи, представим критериальное уравнение (1-4) в следующем виде:

$$\alpha = C\,(t - t_c)^n L^{2n} K, \quad K = \lambda_m \left[\frac{g}{T_m \nu_m^2}\,\mathrm{Pr}_m\right]^n.$$

Используя известные зависимости [Л. 1-1]

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad a c_p \gamma = \lambda, \quad \gamma = \frac{H\gamma_0}{H_0 \delta}, \quad \mu = \nu\,\frac{\gamma}{g},$$

преобразуем выражение для K к виду

$$K = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{2n} \lambda \left[\frac{c_p \gamma_0^2}{\delta^2 T_m \lambda \mu}\right]^n,$$

где H — давление газообразной среды;

δ — степень сжимаемости газа;

μ — коэффициент вязкости;

γ — удельный вес; индекс 0 при параметрах означает, что последние взяты при нормальных условиях, т. е. $H = 760$ *мм* рт. ст. и $t_c = 0°$ С.

Рассмотрим отношение конвективных коэффициентов теплоотдачи при давлении H ($\alpha_{кH}$) и нормальном давлении ($\alpha_к$).

Из предыдущих формул следует, что

$$\frac{\alpha_{кH}}{\alpha_к} = \frac{K_H}{K} = \eta \left(\frac{H}{H_0}\right)^{2n}, \qquad (1\text{-}17а)$$

где

$$\eta = \frac{\lambda}{\lambda_0}\left[\frac{c_p}{c_{p0}}\,\frac{\delta_0^2}{\delta^2}\,\frac{\lambda_0}{\lambda}\,\frac{\mu_0}{\mu}\right]^n.$$

Для многих газов коэффициенты c_p, δ, λ и μ в диапазоне изменения давления от 1 *мм* рт. ст. до 10 *ата* практически не зависят от давления, что позволяет в указанном диапазоне давлений полагать $\eta = 1$ [Л. 1-1, 1-8]. Зависимость (1-17а) экспериментально подтверждена для ограниченных цилиндров и вертикальных плит в воздухе. Для ограниченных цилиндров в воздухе, согласно формуле (1-16), $n = 0{,}215$, поэтому для давлений от 1 *мм* рт. ст. до 10 *ата* [Л. 1-6]

$$\alpha_{кH} = \alpha_к \left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,43}. \qquad (1\text{-}17б)$$

Значения $\left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,43}$ приведены в табл. 1-7.

Таблица 1-7

Значения $\left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,43}$

H, *мм* рт. ст.	1	10	20	30	40	50	100	150	200	300	400	500	600	700
$\left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,43}$	0,06	0,15	0,21	0,25	0,28	0,32	0,42	0,50	0,57	0,67	0,76	0,83	0,92	0,97

H, *ата*	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,43}$	1,0	1,22	1,37	1,60	1,8	1,93	2,14	2,27	2,4	2,53	2,66

Для вертикальных плит в воздухе коэффициент теплоотдачи, согласно формулам (1-9) и (1-17а), в диапазоне давлений от 1 *мм* рт. ст. до 10 *ата* может быть вычислен по формуле

$$\alpha_{кH} = \alpha_к \left(\frac{H}{H_0}\right)^{0,5},$$

что экспериментально подтверждается исследованиями Шмидта и Бекмана [Л. 1-9].

Таким образом, для расчета зависимости коэффициента теплоотдачи различных тел в условиях естественной конвекции от давления газа можно рекомендовать формулы (1-4), (1-16) и (1-17а). Для воздуха коэффициент η можно полагать равным единице при 1 *мм* рт. ст. $\leqslant H \leqslant$ 10 *ата*.

1-3. Теплоотдача в ограниченном пространстве (естественная конвекция)

а) Движение потоков жидкости в прослойках. При анализе естественной конвекции в неограниченном пространстве рассматривался лишь нагрев жидкости. Охлаждение жидкости происходило где-то вдали, и оно не влияло на протекание рассматриваемого процесса. В малом пространстве явления нагревания и охлаждения жидкости

протекают вблизи друг от друга и разделить их невозможно, поэтому весь процесс необходимо рассматривать в целом. Процесс теплоотдачи определяется как физическими свойствами жидкости и значениями температур поверхностей, ограничивающих пространство, так и формой и размерами пространства. В вертикальных щелях значительной ширины l восходящие и нисходящие потоки отделены

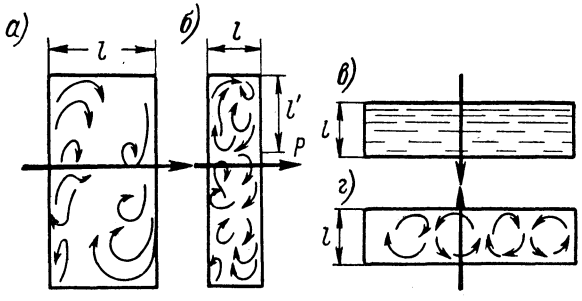


Рис. 1-5. Характер движения жидкости в плоских слоях. Стрелкой указано направление теплового потока.

друг от друга (рис. 1-5, *а*). При малых l вследствие различных помех возникают внутренние циркуляционные контуры, высота которых l' определяется шириной щели, родом жидкости, интенсивностью процесса (рис. 1-5, *б*).

В горизонтальных щелях процесс определяется взаимным расположением нагретых и холодных поверхностей и расстоянием между

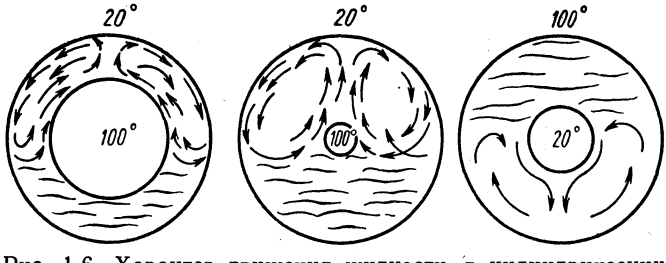


Рис. 1-6. Характер движения жидкости в цилиндрических прослойках.

ними. Если более нагретая поверхность расположена вверху, то циркуляция жидкости отсутствует (рис. 1-5, *в*). Если более нагретая поверхность расположена внизу, то имеет место циркуляция жидкости с чередованием восходящих и нисходящих потоков (рис. 1-5, *г*). В шаровых и горизонтальных цилиндрических прослойках в зависимости от размера прослойки и направления потока тепла циркуляция жидкости протекает по схемам, представленным на рис. 1-6. В замкнутом пространстве теплообмен протекает значительно сложнее, чем в неограниченном. Сложный процесс теплообмена в замкнутом пространстве принято рассматривать как элементарное явление передачи тепла путем теплопроводности. Для того чтобы не рассматривать коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 между поверхностями

пластин и жидкостью, заключенной между ними, вводят понятие эквивалентного коэффициента теплопроводности $\lambda_{эк}$ среды между пластинами. Знание этого коэффициента позволяет рассчитывать тепловой поток в плоских и цилиндрических прослойках по формулам (2-3а), (2-7) и (2-12) для теплового потока, протекающего через твердые тела. Эти формулы приведены во второй главе.

Процесс теплообмена в прослойках принято описывать с помощью критериального уравнения [Л. 1-4]

$$\varepsilon_к = f\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})_f, \tag{1-18а}$$

$$\varepsilon_к = \frac{\lambda_{эк}}{\lambda_f}, \tag{1-18б}$$

где $\varepsilon_к$ — коэффициент конвекции;

λ_f — коэффициент теплопроводности жидкости в прослойке при температуре, равной среднему арифметическому значению температур твердых поверхностей, ограничивающих прослойку.

Не останавливаясь на методе исследования процесса теплообмена в прослойках, приведем некоторые расчетные формулы для плоских прослоек. Количество тепла P, переносимого в единицу времени конвективно-кондуктивным путем от одной стенки прослойки к другой, будем определять по формуле, аналогичной (1-1),

$$P = k\,(t_1 - t_2)\,S, \tag{1-18в}$$

где k — коэффициент конвективно-кондуктивной теплопередачи между стенками прослойки;

t_1 и t_2 — температуры стенок;

S — площадь поверхности одной из стенок.

С другой стороны, для плоской прослойки то же количество тепла можно рассчитать по формуле [Л. 1-4]

$$P = \lambda_{эк}\frac{t_1 - t_2}{l}\,S, \tag{1-18г}$$

где l — толщина прослойки.

Сопоставляя формулы (1-18б)—(1-18г), получим выражение для конвективно-кондуктивного коэффициента теплопередачи k в прослойке

$$k = \frac{\varepsilon_к \lambda_f}{l}. \tag{1-18д}$$

Значения коэффициента конвекции $\varepsilon_к$ рассчитывают по формуле (1-18а). Аналогичным способом можно получить выражение для коэффициента теплопередачи через цилиндрические и шаровые прослойки. В этой книге мы будем встречаться только с плоскими прослойками, поэтому рассмотрим их подробнее.

б) Расчетные формулы конвективного переноса тепла в плоских прослойках. При значениях критерия $(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}) < 1000$, а также в горизонтальных прослойках с более нагретой верхней поверхностью перенос тепла осуществляется только кондукцией, при этом $\varepsilon_к = 1$ и

$$k = \frac{\lambda_f}{l}. \tag{1-19}$$

Независимо от ориентации прослойки за определяющий размер принимают толщину l, а за определяющую температуру

$$t_f = 0{,}5\,(t_1 + t_2).$$

При $(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}) > 1000$ коэффициент теплопередачи k можно оценить по приближенной формуле

$$k = A_4\lambda_f \sqrt[4]{\frac{t_1 - t_2}{l}}, \qquad (1\text{-}20)$$

$$A_4 = 0{,}18\,\frac{(\beta g\,\mathrm{Pr})^{\frac{1}{4}}}{\nu^{\frac{1}{2}}}.$$

Физические параметры воды на линии насыщения и физические параметры сухого воздуха при $H = 760$ *мм* рт. ст. приведены в табл. 1-2 и 1-3.

В частности, если прослойка заполнена воздухом, то формулу (1-20) можно преобразовать в простую расчетную формулу, заменив выражение A_4 его численным значением для воздуха. Анализ показывает, что для воздуха в интервале температур $t_f = (0 \div 1000)^\circ$ С параметр $A_4\lambda_f$ остается практически постоянным и равным

$$A_4\lambda_f = 0{,}453\ вт/м^{7/4}\cdot град^{5/4}.$$

Тогда формула (1-20) принимает вид

$$k = 0{,}453 \sqrt[4]{\frac{t_1 - t_2}{l}}\ [вт/м^2\cdot град]. \qquad (1\text{-}20а)$$

в) Конвективный коэффициент теплоотдачи внутри полого ограниченного цилиндра в условиях естественной конвекции. Некоторые радиодетали представляют собой полые ограниченные цилиндры. При исследовании теплового режима таких конструкций необходимо учитывать теплообмен конвекцией внутри полости. Как правило, в условиях естественной конвекции конвективный коэффициент теплоотдачи внутри полости невелик, но пренебрегать им в ряде случаев нельзя. Приведенные выше формулы для коэффициента теплоотдачи внутри замкнутой полости в данном случае неприменимы, так как полость ограниченного цилиндра сообщается с окружающей цилиндр средой. Измерения коэффициента теплоотдачи внутри полых цилиндров показали, что эти коэффициенты зависят от разности температур $(t - t_c)$ внутренней стенки цилиндра и окружающей цилиндр неограниченной среды, внутреннего диаметра $d_{вн}$ и длины l цилиндра, а также от ориентации цилиндра в пространстве (горизонтальное или вертикальное положение). Безусловно, величина коэффициента теплоотдачи определяется физическими параметрами среды, в которой находится полый цилиндр.

На рис. 1-7 приведены зависимости конвективного коэффициента теплоотдачи внутри полого горизонтально ориентированного цилиндра от разности температур $(t - t_c)$, отношения длины к внутреннему диаметру $\frac{l}{d_{вн}}$ и величины внутреннего диаметра. На рис. 1-8

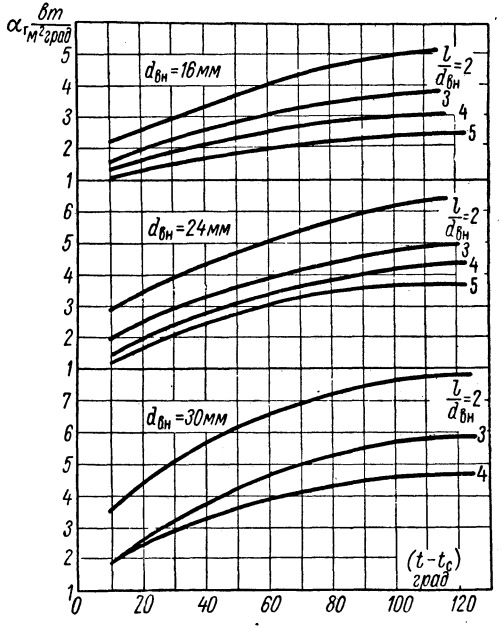


Рис. 1-7. Конвективный коэффициент теплоотдачи внутри полого ограниченного цилиндра, ориентированного горизонтально.

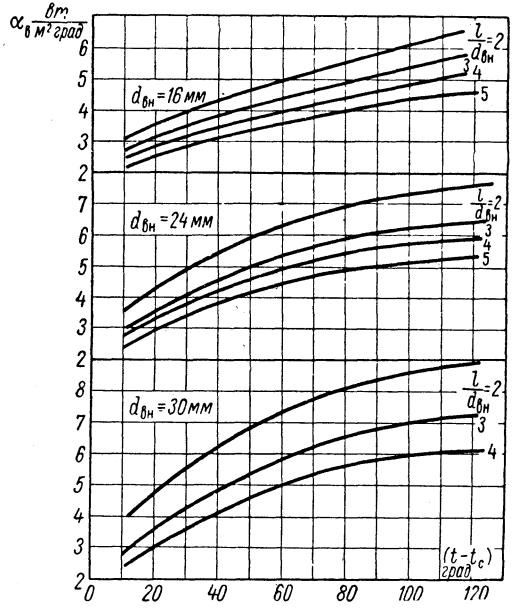


Рис. 1-8. Конвективный коэффициент теплоотдачи внутри полого ограниченного цилиндра, ориентированного вертикально.

приведены аналогичные зависимости для вертикально ориентированного цилиндра. В том и другом случае цилиндр находился в неограниченной воздушной среде [Л. 1-7].

Пример 1-5.

Определить конвективный коэффициент теплопередачи плоской горизонтальной воздушной прослойки, нагретая поверхность которой находится внизу. Ширина прослойки $l = 16$ *см*, температуры поверхностей $t_1 = 55°$ С, $t_2 = 30°$ С.

Решение.

По формуле (1-20а) находим

$$k = 0{,}453 \sqrt[4]{\frac{55-30}{0{,}16}} = 1{,}6 \ вт/м^2 \cdot град.$$

Пример 1-6.

Определить конвективный коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности полого горизонтального цилиндра, находящегося в воздушной среде при нормальном давлении. Условия теплообмена: естественная конвекция, температура внешней среды $t_c = 20°$ С, температура внутренней стенки цилиндра $t = 120°$ С. Размеры цилиндра: $d_{вн} = 24$ *мм*, $\frac{l}{d_{вн}} = 3$.

Решение.

Из рис. 1-7 находим $\alpha_г = 4{,}7 \ вт/м^2 \cdot град$.

1-4. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости вдоль плоской стенки или цилиндрической поверхности

Пусть стенка или плита омываются потоком жидкости, имеющим скорость v. Эта скорость по сечению потока остается неизменной, лишь у самой поверхности стенки наблюдается резкое ее изменение в пограничном слое. Различают три режима движения жидкости — ламинарный, турбулентный и переходный. Последний занимает малую область, и практически переход из ламинарного движения в турбулентный происходит сразу, как только скорость достигает критического значения [Л. 1-5].

Коэффициенты теплоотдачи при вынужденном движении жидкости получаются на основе физико-математического и экспериментального исследования явления и представляются обычно в виде зависимости между критериями Нуссельта (Nu_f) и Рейнольдса (Re_f):

$$Nu_f = \frac{\alpha}{\lambda_f} l, \quad Re_f = \frac{vl}{\nu_f}. \tag{1-21}$$

Переход от ламинарного течения к турбулентному определяется критическим значением числа Рейнольдса ($Re_{кр}$). При движении жидкости вдоль плоской стенки [Л. 1-4]

$$Re_{кр} = 10^5.$$

а) Ламинарное движение жидкости. При ламинарном движении жидкости, т. е. при $Re_f < 10^5$, критериальное уравнение теплоотдачи имеет следующий вид [Л. 1-5]:

$$Nu_f = 0{,}66 \ Re_f^{0{,}5}. \tag{1-22}$$

За определяющую температуру принята здесь температура набегающего потока t_f, а за определяющий размер — теплоотдающая

длина стенки l по направлению потока. Зависимость (1-22) представлена ниже в форме, удобной для практических расчетов:

$Re_f \cdot 10^{-3}$	5	10	15	20	25	30	40	50	60	80
Nu_f	48	65	79	94	105	116	134	148	162	186

Расчет коэффициента теплоотдачи следует проводить в следующем порядке. По формуле (1-21) находят критерий Рейнольдса и, если $Re_f < 10^5$, по формуле (1-22) определяют значение критерия Nu_f и далее коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_f \frac{\lambda_f}{l} \ [вт/м^2 \cdot град]. \qquad (1\text{-}22а)$$

Параметры ν_f и λ_f для воды и воздуха берут из табл. 1-2 и 1-3; для других жидкостей значения этих параметров приведены в [Л. 1-1].

б) Турбулентное движение жидкости. При значениях критерия Рейнольдса, превышающих критическое или равных ему ($Re \geqslant 10^5$), критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид [Л. 1-5]

$$Nu_f = 0{,}032\,(Re_f)^{0{,}8}. \qquad (1\text{-}23)$$

Определяющая температура и определяющий размер те же, что и в предыдущем случае. Зависимость (1-23) представлена ниже в форме, удобной для расчетов:

$Re_f \cdot 10^{-5}$	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$Nu_f \cdot 10^{-2}$	3,20	4,42	5,70	7,87	9,66	11,6	13,4	15,0	17,2	18,4	20,2

Зная критерий Nu_f, нетрудно по формуле (1-22а) найти коэффициент теплоотдачи.

Пример 1-7.

Сопротивление типа ВС-10 обдувается продольным потоком воздуха, температура которого $t_c = 20°$ С, скорость $v = 2$ *м/сек*. Средняя температура поверхности сопротивления $t = 80°$ С, длина сопротивления $l = 10$ *см*. Определить конвективный коэффициент теплоотдачи.

Решение.

Находим из табл. 1-3 значения параметров λ_f и ν_f для воздуха при температуре $t_c = 20°$ С:

$$\lambda_f = 2{,}60 \cdot 10^{-2} \ вт/м \cdot град; \quad \nu_f = 15{,}06 \cdot 10^{-6} \ м^2/сек.$$

По формуле (1-21) рассчитываем критерий Рейнольдса

$$Re_f = \frac{2 \cdot 0{,}1}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 13{,}3 \cdot 10^3 < 10^5,$$

т. е. имеет место ламинарный режим движения воздуха вдоль цилиндра.

По формуле (1-22) находим $Nu_f = 75$ и по формуле (1-22а) рассчитываем конвективный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 75 \frac{2{,}60 \cdot 10^{-2}}{0{,}1} = 19{,}5 \ вт/м^2 \cdot град.$$

1-5. Теплоотдача при движении жидкости в трубах

Вынужденное движение в трубах создается внешними возбудителями — насосами и вентиляторами. Скорость потока в трубе изменяется по сечению: у стенки она меньше, чем в ядре потока.

При постоянном расходе жидкости G (в $м^3/сек$) среднерасходная скорость v остается неизменной и равной

$$v = \frac{G}{f} \ [м/сек], \tag{1-24}$$

где f — поперечное сечение трубы в $м^2$.

При вынужденном движении жидкости в трубах процесс теплоотдачи определяется рядом критериев, основным из которых является критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_f = \frac{vd}{\nu_f}, \tag{1-25}$$

где d — диаметр трубы. Для труб некруглого сечения за определяющий размер в формуле (1-25) принимают эквивалентный диаметр

$$d_{эк} = \frac{4f}{U}, \tag{1-26}$$

где f — площадь поперечного сечения канала;

U — полный смачиваемый периметр поперечного сечения канала.

Режим движения жидкости в трубе может быть ламинарным, переходным или турбулентным. Если $\mathrm{Re}_f < 2200$, то движение в трубе носит ламинарный характер; в области значений Re_f от $2{,}2 \cdot 10^3$ до 10^4 имеет место переходный режим движения, при $\mathrm{Re}_f > 10^4$ — турбулентный характер движения жидкости [Л. 1-3].

а) Теплоотдача при турбулентном течении жидкости в трубах и каналах ($\mathrm{Re}_f > 10^4$). Рабочая формула для расчета коэффициента теплоотдачи при течении жидкости в круглой трубе имеет вид [Л. 1-3]:

$$\left.\begin{aligned} \alpha &= Z \frac{v^{0,8}}{d^{0,2}} \varepsilon_t \varepsilon_L \varepsilon_R \ [вт/м^2 \cdot град], \\ Z &= 0{,}023 \lambda \mathrm{Pr}^{0,4} \cdot \frac{1}{\nu^{0,8}} \ [вт \cdot сек^{0,8}/м^{2,6} \cdot град]. \end{aligned}\right\} \tag{1-27}$$

Определяющей температурой является средняя температура жидкости

$$t_f = 0{,}5 \ (t'_f + t''_f), \tag{1-28}$$

где t'_f и t''_f — соответственно температуры жидкости на входе и выходе канала.

Значения коэффициента Z для воздуха и некоторых жидкостей представлены в табл. 1-8. Для воздуха при значениях давления, отличающихся от 1 *ата*, значения Z, взятые из табл. 1-8, следует умножить на величину $(H \ ата)^{0,8}$ [Л. 1-3].

При турбулентном режиме теплоотдача по длине трубы неодинакова, среднее значение коэффициента теплоотдачи для коротких труб выше, чем для длинных. Последнее обстоятельство учитывается в формуле (1-27) поправочным коэффициентом $\varepsilon_L \geqslant 1$, зависящим как от величины числа Рейнольдса, так и от отношения $\frac{l}{d}$ длины трубы к ее диаметру. Значения поправки ε_L берутся из табл. 1-9 [Л. 1-3].

Таблица 1-8

Значения Z для воздуха и некоторых жидкостей

Воздух (1 *ата*)

$t°$ C	—50	—20	0	20	50	100	200
Z	4,30	3,92	3,74	3,56	3,40	3,10	2,66

Вода (на линии насыщения)

$t°$ C	0	20	40	60	80	100
Z	1430	1880	2320	2690	3110	3190

Холодильные агенты (в жидком состоянии)

$t°$ C	0	10	20	30
		Аммиак NH_3		
	2760	2820	2880	—
Z		Фреон-12CF_2Cl_2		
	715	705	690	672
		Углекислота CO_2		
	1430	1350	1330	1315

Таблица 1-9

Значения ε_L при турбулентном движении

Re	Отношение $\frac{l}{d}$							
	1	2	5	10	15	20	30	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,00
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,00
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,00
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,00
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,00

В формуле (1-27) коэффициент ε_t — поправка на неизотермичность потока; для газа $\varepsilon_t = \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0,55}$, где T_f и T_w — соответственно средние абсолютные температуры потока газа и стенки трубы; для воды $\varepsilon_t = 1$ [Л. 1-3]. При движении жидкости в изогнутых трубах (коленах, отводах, змеевиках) увеличивается турбулентность вследствие центробежного эффекта, следовательно, коэффициент теплоотдачи в изогнутых трубках выше, чем в прямых. Этот эффект учитывает поправка ε_R:

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}8\frac{d}{R}, \qquad (1\text{-}29)$$

где R — радиус закругления;

d — диаметр трубы.

Теплоотдача при турбулентном течении жидкости в некруглом канале может рассчитываться по формуле (1-27), в которую следует подставлять значение эквивалентного диаметра (1-26).

б) Теплоотдача при ламинарном режиме движения жидкости ($\mathrm{Re} < 2200$). При ламинарном режиме движения жидкости внутри трубы теплоотдача определяется факторами как вынужденного, так и свободного движения, поэтому в критериальных формулах фигурируют критерии, характеризующие как вынужденное (Re), так и свободное (Gr) движение жидкости. Для определения коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении любой жидкости рекомендуется следующая формула [Л. 1-5]:

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}15\sqrt[3]{\mathrm{Re}_f}\,\mathrm{Gr}_f^{0,1}\mathrm{Pr}_f^{0,43}\left[\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right]^{0,25}\varepsilon'_L\varepsilon_R. \qquad (1\text{-}30)$$

Индексы f и w означают, что значения физических параметров жидкости берутся либо при средней температуре жидкости (f), либо при средней температуре стенки канала (w). В формуле (1-30) ε_L — поправочный коэффициент на конечность трубы; его зависимость от отношения диаметра d трубы к длине l приведена ниже.

$\frac{l}{d}$	1	2	5	10	15	20	30	50
ε'_L	1,90	1,70	1,44	1,28	1,17	1,13	1,05	1,00

Коэффициент ε_R определяется по формуле (1-29).

Для воздуха формула (1-30) упрощается и принимает вид [Л. 1-5]:

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}13\sqrt[3]{\mathrm{Re}_f}\,\mathrm{Gr}_f^{0,1}. \qquad (1\text{-}31)$$

в) Теплоотдача в переходном режиме движения жидкости ($2\cdot10^3 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^4$). В этом случае теплоотдача зависит от многих обстоятельств и может резко изменяться в зависимости от значения критерия Re. Пользуясь критериальными формулами и таблицами,

приведенными в [Л. 1-5], можно предложить для переходного режима движения жидкости следующую формулу:

$$\mathrm{Nu}_f = \frac{\alpha}{\lambda_f} d = KM, \qquad (1\text{-}32)$$

где K — безразмерный параметр, зависящий от критерия Рейнольдса:

$$K = K(\mathrm{Re}_f),$$

Эта зависимость представлена ниже в форме, удобной для расчетов:

$\mathrm{Re}_f \cdot 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
K	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

Безразмерный параметр M в формуле (1-32) зависит от критериев Pr_f и Pr_w, физические параметры жидкости в которых отнесены соответственно к средней температуре жидкости (f) и к температуре стенки (w):

$$M = \mathrm{Pr}_f^{0,43} \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0,25}. \qquad (1\text{-}33)$$

Пример 1-8.

Определить коэффициент теплоотдачи при течении воды в горизонтальной круглой трубе диаметром $d = 4$ *мм* и длиной $l = 400$ *мм*. Расход жидкости составляет 36 *л/час*, средняя температура воды $t_f = 20°$ С, температура стенки трубы $t_w = 25°$ С.

Решение.

Вычислим расход жидкости в *м³/сек* и по формуле (1-24) определим среднерасходную скорость движения:

$$G = 36 \text{ л/час} = 36 \frac{10^{-3}}{3600} = 10^{-5} \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$v = \frac{4G}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 0{,}8 \text{ м/сек}.$$

Рассчитываем по формуле (1-25) критерий Рейнольдса, причем значение ν_f для воды находим из табл. 1-2:

$$\mathrm{Re}_f = \frac{0{,}8 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{10^{-6}} = 3200,$$

что соответствует переходному режиму движения жидкости. Дальнейший расчет производим по формулам (1-32) и (1-33). Из формулы (1-33) и табл. 1-2 следует: $\mathrm{Pr}_f = 7{,}06$ и $\mathrm{Pr}_w = 6{,}3$,

$$M = 7{,}06^{0,43} \left(\frac{7{,}06}{6{,}3}\right)^{0,25} = 2{,}32 \cdot 1{,}06 = 2{,}46.$$

Находим по формуле (1-32) значение критерия Нуссельта и коэффициента теплоотдачи:

$$\mathrm{Nu}_f = 6{,}74 \cdot 2{,}46 = 16{,}6, \quad \alpha = \frac{16{,}6 \cdot 0{,}6}{4 \cdot 10^{-3}} = 2{,}49 \cdot 10^3 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Пример 1-9.

Решить предыдущую задачу для воздуха, продуваемого через трубу со скоростью $v = 8$ *м/сек*.

Решение.
Находим по формуле (1-25) критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_f = \frac{8 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{15{,}06 \cdot 10^{-6}} = 2120 < 2200,$$

т. е. режим движения воздуха в трубе ламинарный, поэтому дальнейшие расчеты проводятся по формуле (1-31).

Находим из табл. 1-3 физические параметры воздуха при $t_c = 20°$ С и рассчитываем критерий

$$\mathrm{Gr} = \beta g \frac{d^3}{\nu^2}(t_w - t_f) = \frac{1}{393} \cdot \frac{9{,}8\,(4 \cdot 10^{-3})^3 5}{15{,}06^2 \cdot 10^{-12}} = 35{,}4.$$

По формуле (1-31) находим критерий

$$\mathrm{Nu}_f = 0{,}13 \sqrt[3]{2120}\; 35{,}4^{0{,}1} = 0{,}13 \cdot 12{,}9 \cdot 1{,}43 = 2{,}39.$$

Находим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \mathrm{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 2{,}39 \frac{2{,}60 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} = 15{,}5\ вт/м^2 \cdot град.$$

Пример 1-10.
В горизонтальной круглой трубе диаметром $d = 5$ *мм* и длиной $l = 400$ *мм* течет вода со средней скоростью 2,5 *м/сек* при температуре $t_f = 20°$ С. Труба изогнута в виде петли с радиусом кривизны $R = 50$ *мм*. Определить коэффициент теплоотдачи.

Решение.
По формуле (1-25) и табл. 1-2 находим

$$\mathrm{Re}_f = \frac{2{,}5 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{10^{-6}} = 12{,}5 \cdot 10^3 > 10^4,$$

т. е. режим движения жидкости турбулентный, поэтому дальнейшие расчеты следует вести по формуле (1-27). Рассчитываем следующие величины:

$$v^{0,8} = 2{,}5^{0,8} = 2{,}08; \quad d^{0,2} = (5 \cdot 10^{-3})^{0,2} = 0{,}346.$$

По формуле (1-29) находим ε_R, а из табл. 1-9 — ε_L:

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}8 \frac{5}{50} = 1{,}18; \quad \varepsilon_L = 1.$$

Для воды $\varepsilon_t = 1$.
Из табл. 1-8 находим $Z = 1880$.
По формуле (1-27) определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 1{,}88 \cdot 10^3 \frac{2{,}08}{0{,}346}\, 1{,}18 = 13{,}3 \cdot 10^3\ вт/м^2 \cdot град.$$

1-6. Перенос тепловой энергии излучением

а) Коэффициент теплоотдачи излучением. В условиях естественной конвекции в газах, особенно при пониженном давлении, значительная доля энергии рассеивается в окружающую среду путем излучения. При этом перенос лучистой энергии может происходить или в неограниченной среде, или внутри ограниченного пространства. Примером излучения в неограниченную среду может служить рассеяние энергии поверхностями кожуха аппарата, излучение одиночных деталей и т. д. Рассеяние тепловой энергии шасси или

смонтированных на нем деталей происходит в ограниченном пространстве. Для расчета мощности $P_{12л}$, передаваемой излучением в единицу времени от поверхности площадью S_1 на другую поверхность площадью S_2 или в окружающую среду, можно пользоваться формулой [Л. 1-4]

$$P_{12л} = \alpha_{12л}(t_1 - t_2) S_1, \tag{1-34}$$

где $\alpha_{12л}$ — коэффициент теплоотдачи излучением от поверхности 1 к поверхности 2;

t_1 и t_2 — температуры этих поверхностей.

Если поверхность 1 находится в неограниченной среде, то t_2 равно температуре среды t_c.

Коэффициент теплоотдачи излучением зависит от степени черноты участвующих в теплообмене тел. Степенью черноты ε называют отношение энергии излучения Q (или мощности излучения P) реального тела к энергии излучения Q_0 (или мощности P_0) абсолютно черного тела при одной и той же их температуре, т. е.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_0} = \frac{P}{P_0}.$$

Степень черноты различных тел может изменяться от нуля (абсолютно белое тело) до единицы (абсолютно черное тело), т. е.

$$0 \leqslant \varepsilon \leqslant 1.$$

Степень черноты некоторых технических материалов приведена в табл. 1-10.

Коэффициент теплоотдачи излучением связан со степенями черноты тел ε_1, ε_2 и геометрическими параметрами системы соотношением

$$\alpha_{12л} = \varepsilon_{пр\,12}\varphi_{12} f(t_1, t_2), \tag{1-35}$$

где $\varepsilon_{пр\,12}$ — приведенная степень черноты, определенным образом связанная со степенями черноты ε_1 и ε_2 поверхностей 1 и 2;

φ_{12} — коэффициент облученности.

Через $f(t_1, t_2)$ обозначена функция от температур первой и второй поверхностей, а именно:

$$f(t_1, t_2) = 5{,}67 \frac{\left(\frac{t_1+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_2+273}{100}\right)^4}{t_1 - t_2} \quad [вт/м^2 \cdot град]. \tag{1-36}$$

Значения функции $f(t_1, t_2)$ представлены в табл. 1-11.

Коэффициент облученности по определению равен отношению лучистого потока P_{12}, испускаемого одним телом (1) на другое тело (2), к полусферическому излучению P_1 первого тела, т. е.

$$\varphi_{12} = \frac{P_{12}}{P_1}.$$

Коэффициенты облученности φ_{12} и φ_{21} связаны между собой соотношением

$$\varphi_{12} S_1 = \varphi_{21} S_2. \tag{1-37}$$

Таблица 1-10

Степень черноты различных поверхностей

Материал и состояние поверхности	Температура (°С)	Степень черноты
Алюминий; тщательно полированная пластина	200—600	0,04—0,06
Алюминий; сильно окислен	35—500	0,20—0,31
Силуминовое литье (в песчаной форме)	100—500	0,33—0,31
Силуминовое литье (в кокильной форме)	100—500	0,16—0,22
Дюралюминий Д16	50—350	0,37—0,41
Сталь полированная	100	0,066
Сталь листовая холоднокатанная	93	0,075—0,085
Сталь листовая сильно окисленная	25	0,80—0,82
Сталь различных сортов после окисления	300—800	0,86—0,92
Латунь прокатанная	22	0,06
Латунь прокатанная и обработанная грубым наждаком	22	0,20
Латунь тусклая	50—350	0,22
Латунь хромированная полированная	100	0,075
Медь торговая шлифованная	20	0,030
Медь шабренная до блеска	22	0,072
Медь; пластина после нагрева до 600°	200	0,57
Никель; проволока окисленная	70—200	0,44
Олово; луженое кровельное железо	100	0,07—0,08
Цинк; оцинкованное железо	25	0,23—0,27
Асбестовый картон, бумага, ткань	20—300	0,93
Бумага тонкая, наклеенная на лакированную металлическую пластинку	20	0,92
Краски эмалевые; лаки различных цветов	20—100	0,92
Краски матовые различных цветов	100	0,92—0,96
Лак черный матовый	40—100	0,96—0,98
Муар серый, черный	20	0,87; 0,90
Краска защитно-зеленая	20	0,90
Краска бронзовая	100	0,51
Краска алюминиевая	100	0,28
Краски алюминиевые разной давности с переменным содержанием алюминия	100	0,28—0,67
Алюминиевая фольга без масла	100	0,09
Алюминиевая фольга, покрытая слоем масла	100	0,56
Окиси металлов	—	0,4—0,8

Из формул (1-34) и (1-35) следует, что расчет лучистого теплообмена сводится к отысканию значений φ_{12} и $\varepsilon_{пр12}$, которые зависят от формы, размеров, взаимного расположения тел. Ниже приводятся расчетные формулы коэффициента облученности и приведенной степени черноты для некоторых типичных случаев теплообмена излучением [Л. 1-3]:

1) теплообмен излучением поверхности S_1 с окружающей неограниченной средой:

$$\varphi_{12} = 1, \quad \varepsilon_{пр12} = \varepsilon_1, \quad t_2 = t_c; \tag{1-38}$$

Таблица 1-11

Значения функции $f(t_1, t_2)$, вт/м²·град

t_1, °C	t_2, °C															t_1, °C
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	
10	5,03															10
15	5,16	5,32														15
20	5,31	5,45	5,59													20
25	5,45	5,59	5,76	5,90												25
30	5,59	5,76	5,90	6,05	6,20											30
35	5,76	5,90	6,05	6,20	6,35	6,51										35
40	5,90	6,06	6,20	6,35	6,51	6,60	6,82									40
45	6,05	6,20	6,35	6,51	6,66	6,83	7,00	7,14								45
50	6,20	6,35	6,51	6,67	6,83	7,00	7,17	7,35	7,50							50
60	6,65	6,70	6,87	7,04	7,19	7,35	7,51	7,69	7,87	8,05						60
70	6,90	7,06	7,21	7,39	7,55	7,72	7,86	8,05	8,24	8,42	8,80					70
80	7,27	7,44	7,59	7,75	7,80	8,07	8,26	8,45	8,65	8,83	9,20	9,62				80
90	7,63	7,82	7,98	8,13	8,31	8,49	8,67	8,86	9,04	9,25	9,65	10,03	10,46			90
100	8,03	8,19	8,37	8,53	8,72	8,91	9,09	9,28	9,46	9,66	10,08	10,49	11,91	11,36		100
110	8,43	8,60	8,79	8,97	9,15	9,33	9,51	9,71	9,90	10,10	10,51	10,93	11,38	11,82	12,30	110
120	8,85	9,02	9,20	9,40	9,56	9,77	9,98	10,17	10,35	10,56	11,01	11,42	11,87	12,31	12,80	120
130	9,30	9,49	9,65	9,88	10,01	10,22	10,41	10,62	10,81	11,02	11,42	11,90	12,37	12,82	13,32	130
140	9,75	9,95	10,12	10,30	10,50	10,72	10,90	11,10	11,31	11,51	11,94	12,40	12,89	13,40	13,85	140

2) две параллельные плоскости, размеры которых значительно больше расстояния между ними (рис. 1-9, *а*):

$$\varphi_{12} = \varphi_{21} = 1, \quad \varepsilon_{\text{пр }12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}; \tag{1-39}$$

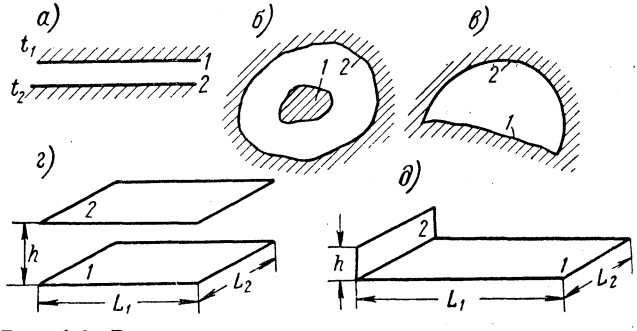


Рис. 1-9. Взаимное расположение различных тел, участвующих в лучистом теплообмене.

3) одно тело, не имеющее вогнутостей, находится внутри другого тела или две поверхности образуют замкнутую систему, причем одна из поверхностей не имеет вогнутостей (рис. 1-9, *б*, *в*):

$$\varphi_{12} = 1, \quad \varphi_{21} = \frac{S_1}{S_2}, \quad \varepsilon_{\text{пр }12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{21}}; \tag{1-40}$$

4) две одинаковые плоскости, расположенные на расстоянии h друг от друга; L_1 и L_2 — длины сторон прямоугольника; D — диаметр круга (рис. 1-9, *г*). Значение коэффициента облученности φ_{12}

для этого случая представлено графиком рис. 1-10, где по оси абсцисс отложены значения $x = \frac{L_1}{h}$ $\left(\text{или } \frac{D}{h}\right)$;

5) два взаимно перпендикулярных прямоугольника, имеющие общую грань (L_2) (рис. 1-9, *д*).

Значение углового коэффициента φ_{12} представлено графически на рис. 1-11, где

$$\varphi_{12} = \varphi(x, y), \quad x = \frac{h}{L_2}, \quad y = \frac{L_1}{L_2}.$$

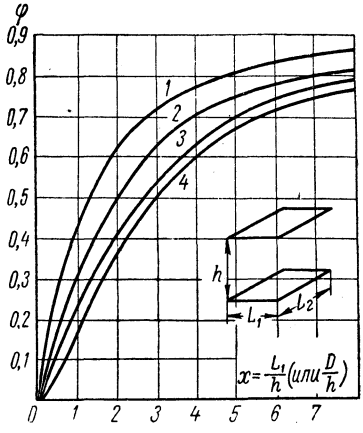


Рис. 1-10. Коэффициент облученности параллельных плоских фигур.

1 — полосы $\left(\frac{L_2}{L_1} \gg 1\right)$; *2* — прямоугольники с отношением сторон $\frac{L_2}{L_1} = 2$; *3* — квадраты $\left(\frac{L_2}{L_1}\right) = 1$; *4* — круги.

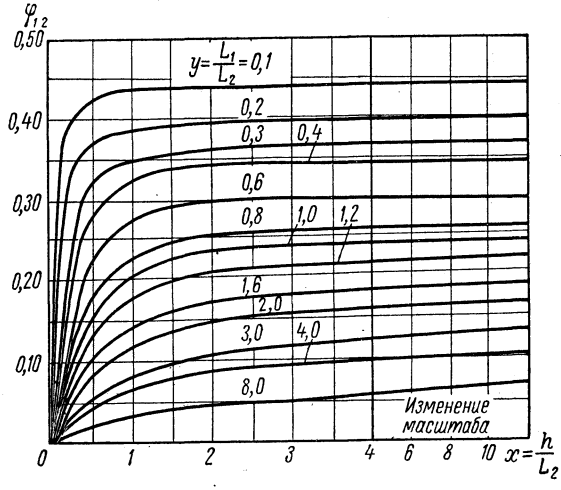


Рис. 1-11. Коэффициент облученности взаимно перпендикулярных прямоугольников с общей гранью (L_2) в зависимости от $x = \frac{h}{L_2}$ и $y = \frac{L_1}{L_2}$.

Если поверхности тел обладают высокой степенью черноты, то их приведенная степень черноты приближенно может быть вычислена для случаев 4 и 5 по формуле

$$\varepsilon_{пр12} = \varepsilon_1 \varepsilon_2. \tag{1-41}$$

Значения коэффициента облученности для иного расположения поверхностей можно найти в работах [Л. 1-3, 1-4].

б) Совместное действие конвекции и излучения. Рассеяние тепловой энергии в газовую среду происходит одновременно двумя путями: конвекцией и излучением. Пользуясь формулами предыдущих параграфов, можно указать общий метод расчета мощности, рассеиваемой с поверхности в среду конвекцией и излучением:

$$P_{12} = \sigma_{12}(t_1 - t_2), \tag{1-42}$$

где σ_{12} — тепловая проводимость от тела 1 в среду

$$\sigma_{12} = \sigma_{к12} + \sigma_{л12} = (\alpha_{к12} + \alpha_{л12}) S_1. \tag{1-43}$$

Через $\sigma_{к12}$ и $\sigma_{л12}$ обозначены тепловые проводимости конвекцией и излучением от тела 1 в среду. Если теплообмен происходит в ограниченном пространстве, то индекс 2 будет относиться к поверхности, охватывающей поверхность тела 1. В этом случае по формулам (1-42) и (1-43) рассчитывается теплообмен между первым и вторым телами.

в) Влияние экранов на теплопередачу излучением. Для защиты от теплового излучения обычно применяют экраны, расположенные между взаимно излучающими поверхностями. В этом случае приведенная степень черноты системы снижается. Пусть между двумя неограниченными параллельными поверхностями со степенями черноты ε_1 и ε_2 размещено n экранов, причем степени черноты поверхностей i-того экрана равны ε_i' и ε_i''. Тогда приведенная степень черноты системы равна [Л. 1-3]

$$\varepsilon_{пр\ 12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{1}{\varepsilon_i'} + \frac{1}{\varepsilon_i''} - 1\right)}. \qquad (1\text{-}44)$$

Если степени черноты поверхностей и экранов одинаковы и равны ε, то

$$\varepsilon_{пр\ 12} = \frac{1}{(n+1)\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)}. \qquad (1\text{-}45)$$

Из последней формулы следует, что при постановке n экранов теплообмен излучением может быть снижен в $(n + 1)$ раз. При этом чем ниже степень черноты экрана, тем меньше теплообмен излучением в системе.

Пример 1-11.

Для диска, рассмотренного в примере 1-2, найти полную тепловую проводимость в среду при нормальном давлении, если степени черноты поверхностей диска: а) $\varepsilon = 0{,}1$ и б) $\varepsilon = 0{,}92$.

Решение.

По табл. 1-11 находим значение f для $t_1 = 100°$ С и $t_2 = 60°$ С:

$$f\,(100;\ 60) = 10{,}1\ вт/м^2 \cdot град.$$

Из формулы (1-38) следует, что $\varphi_{12} = 1$, $\varepsilon_{пр12} = \varepsilon$.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по формуле (1-35):

а) $\alpha_л = 0{,}1 \cdot 10{,}1 = 1{,}01\ вт/м^2 \cdot град$;

б) $\alpha_л = 0{,}92 \cdot 10{,}1 = 9{,}3\ вт/м^2 \cdot град$.

Конвективный коэффициент теплоотдачи поверхности диска был определен в примере 1-2:

$$\alpha_к = 5{,}8\ вт/м^2 \cdot град.$$

Рассчитываем суммарную поверхность обеих сторон диска

$$S = 157 \cdot 10^{-4}\ м^2$$

и по формуле (1-43) находим полные тепловые проводимости от диска в среду:

а) $\sigma_{12} = (5{,}8 + 1{,}01)\ 157 \cdot 10^{-4} = 0{,}107\ вт/град$,

б) $\sigma_{12} = (5{,}8 + 9{,}3)\ 157 \cdot 10^{-4} = 0{,}237\ вт/град$.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПЕРЕНОС ТЕПЛА ЧЕРЕЗ СТЕНКИ, СТЕРЖНИ И ПЛАСТИНЫ

2-1. Тепловые сопротивления и тепловые коэффициенты

В различных радиоэлектронных устройствах встречаются конструктивные элементы, перенос тепла через которые может быть описан одинаковыми уравнениями. Например, крепление радиодетали к шасси осуществляется различными способами, однако процесс переноса тепла через разные крепежные соединения имеет общие черты: тепловой поток распространяется от детали к шасси через слои изоляции, болты, воздушные прослойки и т. д., которые приближенно можно рассматривать как различным образом соединенные плоские прослойки (стенки). В термостатах, трансформаторах и в ряде других устройств перенос тепла через некоторые элементы конструкции можно рассматривать как процесс в цилиндрической стенке.

Иногда значительная часть тепловой энергии переносится от детали в окружающую среду через так называемые стержни. Примером стержней могут служить проводники радиотехнических сопротивлений, термисторов, полупроводниковых диодов и триодов, микромодулей и т. д. Рабочий элемент полупроводникового выпрямителя радиаторного типа, отдельное ребро радиатора представляют собой пластины круглой (диски) или прямоугольной формы; шасси, на котором закреплены детали, является прямоугольной пластиной, существенно влияющей на тепловой режим радиодеталей. Тонкие пластины различной формы в дальнейшем будем называть просто пластинами.

Таким образом, процессы теплообмена многих частей конструкции радиоэлектронного устройства можно рассматривать как процессы переноса тепла через стенки различной формы, стержни и пластины. Характерной чертой стержней и пластин является малый градиент температур в поперечном сечении этих тел, обычно его считают равным нулю. Процесс распространения тепла в стенках существенно отличен от переноса тепла через стержни и пластины: тепловой поток, протекающий через любую изотермическую поверхность стенки без внутренних источников тепла, будет в установившемся режиме неизменным, а через различные изотермические поверхности стержней и пластин проходит разный по величине тепловой поток. Это объясняется тем, что при передаче тепловой энергии кондукцией в стержне или пластине происходит непрерывное рассеяние тепловой энергии с поверхности этих тел в окружающую среду благодаря конвекции и излучению.

Рассмотрим более подробно процесс переноса тепла через стенку, поверхности которой имеют температуры t_1 и t_2. Через стенку проходит тепловой поток P, который связан с температурами стенки зависимостью [Л. 2-4]

$$P = \sigma_1 (t_1 - t_2), \qquad (2\text{-}1a)$$

где σ_1 — коэффициент пропорциональности.

Если твердая стенка разделяет две жидкие или газообразные среды с температурами t_{c1} и t_{c2}, то тепловой поток P через стенку равен

$$P = \sigma_2 (t_{c1} - t_{c2}), \qquad (2\text{-}1б)$$

где σ_2 — коэффициент пропорциональности.

Существует аналогия между переносом тепла через стенку и протеканием электрического тока через проводник, на концах которого поддерживается некоторая разность потенциалов $(U_1 - U_2)$. Аналогом температуры t является электрический потенциал U, теплового потока P — сила электрического тока I. Сила электрического тока и разность потенциалов связаны между собой законом Ома:

$$I = \sigma (U_1 - U_2), \qquad (2\text{-}2)$$

где σ — электрическая проводимость.

Сравнив уравнения (2-1а) и (2-1б) с (2-2), приходим к выводу, что коэффициенты σ_1 и σ_2 являются аналогами электрической проводимости, поэтому их можно назвать тепловыми проводимостями стенки. Величину R, обратную тепловой проводимости, будем называть тепловым сопротивлением[1]; перепишем уравнения (2-1а) и (2-1б) в следующем виде:

$$t_1 - t_2 = R_1 P, \qquad (2\text{-}3а)$$

$$t_{c1} - t_{c2} = R_2 P. \qquad (2\text{-}3б)$$

Аналогию между процессами переноса тепла через твердую стенку и электричества через проводник можно продолжить и показать, что для определения теплового сопротивления сложной стенки, состоящей из многих слоев с известными тепловыми сопротивлениями, можно применить законы Кирхгофа. Отметим еще раз, что приведенная здесь аналогия будет справедлива только в том случае, когда протекающий через любую изотермическую поверхность в теле поток тепла не меняет своей величины.

Рассмотрим теперь перенос тепла через стержни и пластины. Тепловой поток в этих телах непрерывно рассеивается в окружающую среду с поверхности тела, поэтому как температура t_i изотермической поверхности i, так и протекающий через нее поток являются функциями координат поверхности i. Будем описывать температурное поле пластины или стержня с помощью зависимости

$$t_i - t_c = F_i P, \qquad (2\text{-}4)$$

где t_c — температура окружающей среды;
P — тепловой поток, рассеиваемый стержнем или пластиной;
F_i — коэффициент пропорциональности, зависящий от положения изотермической поверхности i.

В уравнении (2-4) рассматривается тепловой поток P, рассеиваемый всеми поверхностями стержня или пластины; этот поток чис-

[1] Тепловым сопротивлением иногда называют величину $R^* = RS$, где S — площадь поверхности стенки.

ленно равен потоку, входящему в стержень или пластину. Таким образом, параметр P не зависит от координат.

Коэффициенты F_i будем называть тепловыми коэффициентами стержня или пластины; из уравнения (2-4) следует, что тепловой коэффициент в точке i стержня (пластины) равен отношению температуры перегрева $(t_i - t_c)$ в этой точке тела к величине теплового потока, рассеиваемого стержнем (пластиной). Отметим, что тепловой коэффициент и тепловое сопротивление имеют одинаковые размерности.

2-2. Тепловые сопротивления плоской и цилиндрической стенок, сопротивление контакта

а) Тепловое сопротивление плоской стенки. Пусть стенка состоит из n разнородных слоев, толщины и коэффициенты теплопроводности которых δ_i и λ_i. Поверхности стенки омываются газом или жидкостью с температурами t_{c1} и t_{c2}. Коэффициент теплоотдачи

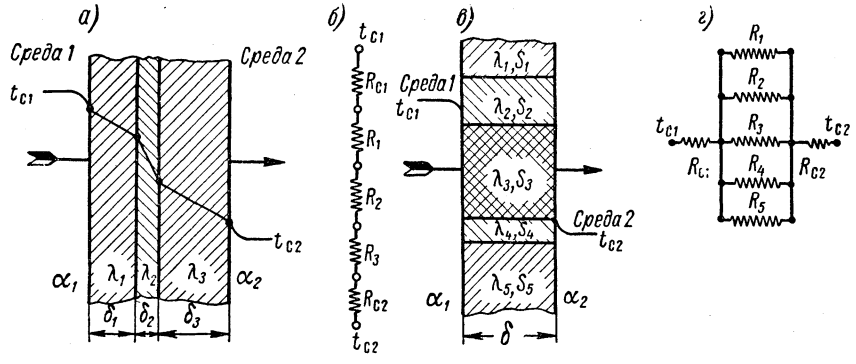


Рис. 2-1. Плоские стенки: *а* и *б* — последовательно-составная стенка и схема соединения ее тепловых сопротивлений; *в* и *г* — параллельно-составная стенка и схема соединения ее тепловых сопротивлений.

от среды к поверхности тела равен α_1 и от поверхности тела ко второй среде — α_2 (рис. 2-1, *а*). Между средой 1 и средой 2 происходит теплообмен через стенку. В установившемся (стационарном) состоянии через любой слой пластины проходит постоянный тепловой поток P, который связан с температурами сред зависимостью (2-3б). Тепловое сопротивление от первой ко второй среде определяется по формуле [Л. 2-6]

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_1 S} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{\alpha_2 S}, \qquad (2\text{-}5)$$

где S — площадь поверхности стенки.

В формуле (2-5) первое слагаемое — тепловое сопротивление от среды 1 к стенке, второе слагаемое — тепловое сопротивление самой стенки, третье слагаемое — тепловое сопротивление от стенки

к среде 2. В данном случае все сопротивления соединены последовательно, поэтому общее сопротивление находится сложением отдельных составляющих. На рис. 2-1, *б* изображена схема соединения тепловых сопротивлений трехслойной последовательно-составной стенки.

Рассмотрим структуру теплового сопротивления для параллельно-составных стенок, которые часто встречаются в радиоэлектронных устройствах. Примером может служить слой электроизоляции, через который проходит болт или винт. На рис. 2-1, *в* изображена параллельно-составная стенка из пяти элементов, разъединяющая две среды с температурами t_{c1} и t_{c2}; коэффициенты теплоотдачи между средами и поверхностями стенок α_1 и α_2. На том же рисунке представлена схема соединения тепловых сопротивлений параллельно-составной стенки (рис. 2-1, *г*). Тепловой поток, проходящий из среды 1 в среду 2 через параллельно-составную стенку, рассчитывается по формуле (2-3б), в которой тепловое сопротивление имеет вид (Л. 2-7):

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_1 S} + \left(\sum_{i=1}^{n} \frac{\lambda_i S_i}{\delta} \right)^{-1} + \frac{1}{\alpha_2 S}, \qquad (2\text{-}6)$$

где S — площадь поверхности, соприкасающейся со средами 1 или 2;

λ_i и S_i — коэффициенты теплопроводности и площадь поперечного сечения i-той части стенки;

δ — толщина стенки.

При выводе формулы (2-5) предполагалось, что температура наружных поверхностей стенки не изменяется и изотермические поверхности параллельны наружным поверхностям. Эти условия не всегда выполняются на практике, поэтому формулу (2-6) следует рассматривать как приближенную.

Если заданы не температуры сред 1 и 2, а температуры t_1 и t_2 поверхностей параллельно-составной стенки, то расчет теплового потока P производится по формуле (2-3а), тепловое сопротивление стенки при этом имеет вид:

$$R_1 = \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta}{\lambda_i S_i}. \qquad (2\text{-}7)$$

При расчете тепловых сопротивлений элементов радиоэлектронных устройств часто встречаются случаи сложного соединения, в которых тела в системе соединены как последовательно, так и параллельно. Примером такого соединения может служить крепление некоторых деталей к шасси с помощью болта (рис. 2-2, *а*) или через угольники (рис. 2-2, *в*).

В первом случае корпус детали электрически изолирован от шасси шайбами *2* и *4* из электроизоляционных материалов, которые одновременно являются и теплоизоляцией. Болт *1* отделен от шасси воздушной прослойкой *8*, поэтому теплообмен через прослойку между болтом и шасси *3* практически отсутствует. Тепловой поток от детали к шасси поступает двумя путями: непосредственно через изоляцию *2*

и более сложным путем через болт *1* детали *7*, гайку *6*, шайбу *5* и слой изоляции *4*. На рис. 2-2, *а* пути теплового потока обозначены стрелками. В данном случае тепловые потоки движутся параллельно, преодолевая тепловое сопротивление R' изоляции *2* и тепловое сопротивление R'' нескольких последовательно соединенных элементов.

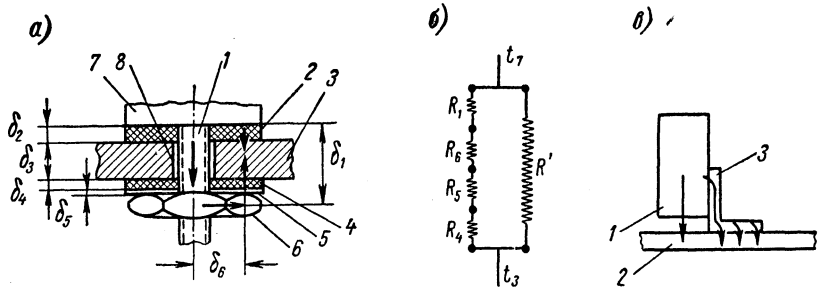


Рис. 2-2. Крепежные соединения: *а* и *б* — крепление детали с помощью болта через изоляционную прослойку и схема соединения тепловых сопротивлений; *в* — крепление детали с помощью угольника.

На рис. 2-2, *б* представлена схема соединения тепловых сопротивлений для рассматриваемого случая.

Результирующее тепловое сопротивление R крепежного соединения может быть найдено на основании закона Кирхгофа

$$R = \frac{R'R''}{R' + R''}, \qquad (2\text{-}8)$$

$$R' = \frac{\delta_2}{\lambda_2 S_2},$$

$$R'' = \frac{\delta_1}{\lambda_1 S_1} + \frac{\delta_4}{\lambda_4 S_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5 S_5} + \frac{\delta_6}{\lambda_6 S_6}. \qquad (2\text{-}9)$$

*

Таким образом, комбинируя формулы (2-4) — (2-7), можно рассчитать тепловое сопротивление различных крепежных соединений или других конструктивных элементов радиоэлектронных устройств.

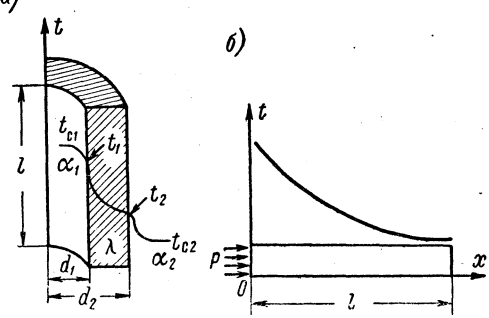


Рис. 2-3. Распределение температуры в цилиндрической стенке (*а*) и вдоль стержня (*б*).

б) Тепловое сопротивление цилиндрической стенки. Рассмотрим часть полого цилиндра длиной l с внутренним диаметром d_1 и внешним диаметром d_2 (рис. 2-3, *а*). Стенка трубы однородна, коэффициент теплопроводности равен λ. Внутри трубы имеется жидкая или газообразная среда с температурой t_{c1}, снаружи — среда с температурой t_{c2}. Коэффициент теплоотдачи от среды 1 к внутренней поверхности стенки равен α_1, а от наружной стенки к среде 2 — α_2.

* В данном случае параметры δ_6 и S_6 введены условно, метод их определения дан в примере 2-1.

Считаем, что температура в цилиндре изменяется только в направлении радиуса, т. е. теплообмен торцов цилиндра со средой отсутствует.

При установившемся тепловом режиме тепловой поток P от среды 1 к среде 2 рассчитывается по формуле (2-3б), где тепловое сопротивление R_2 имеет следующий вид [Л. 2-4]:

$$R_2 = \frac{1}{\pi l}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}\right). \qquad (2\text{-}10)$$

Если цилиндрическая стенка составлена из n слоев, причем внутренний диаметр i-го слоя равен d_i, а наружный — d_{i+1}, то тепловое сопротивление для многослойной цилиндрической стенки имеет вид:

$$R_2 = \frac{1}{\pi l}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}\right), \qquad (2\text{-}11)$$

где λ_i — коэффициент теплопроводности i-го слоя.

Если заданы температуры t_1 и t_{n+1} внутренней и наружной стенок многослойного цилиндра, то расчет теплового потока P производится по формуле (2-3а), а теплового сопротивления — по формуле

$$R_1 = \frac{1}{\pi l}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}. \qquad (2\text{-}12)$$

Температура на границе m и $(m+1)$-го слоев многослойной цилиндрической стенки определяется по формуле [Л. 2-4]

$$t_{m,\,m+1} = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\pi l R_2}\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{m}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}\right), \qquad (2\text{-}13)$$

где R_2 — рассчитывается по формуле (2-11).

Если заданы температуры t_1 и t_{n+1} внутренней и наружной стенок цилиндра, то температура $t_{m,\,m+1}$ рассчитывается по формуле

$$t_{m,\,m+1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\pi l R_1}\sum_{i=1}^{m}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}, \qquad (2\text{-}14)$$

где R_1 рассчитывается по формуле (2-12).

В заключение отметим, что тепловые потери цилиндрического тела уменьшаются не пропорционально увеличению толщины изоляции. Из формулы (2-10) следует, что при увеличении толщины изоляции, т. е. при росте d_2 при неизменном значении d_1, тепловое сопротивление слоя изоляции $\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}$ увеличивается, а тепловое сопротивление $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$ от стенки в среду 2 уменьшается. Максимальные тепловые потери имеют место при вполне определенном значении внешнего диаметра d_2, которое называется критическим диаметром изоляции $d_{2кр}$. Дифференцируя выражение (2-10) для R_2 по d_2 и приравнивая производную нулю, найдем выражение для $d_{2кр}$:

$$d_{2кр} = \frac{2\lambda}{\alpha_2}. \qquad (2\text{-}15)$$

в) Тепловое сопротивление контакта двух металлических поверхностей. В месте контакта двух металлических поверхностей образуется дополнительное сопротивление тепловому потоку, вызванное неплоскопараллельностью и волнистостью поверхностей, а если последние устранены, то микронеровностями пары поверхностей.

Будем предполагать, что тепловое сопротивление контакта определяется только микронеровностями обеих поверхностей. Исследования показывают, что в этом случае величина теплового сопротивления определяется физико-механическими свойствами, чистотой обработки поверхностей и удельным давлением. При значении удельной нагрузки $N \geqslant 200$ *кГ/см²* удельное тепловое сопротивление RS контакта практически не зависит от величины нагрузки [Л. 2-3].

В дальнейшем наибольший интерес будут представлять расчеты тепловых сопротивлений контакта, созданного с помощью резьбовых соединений. В этом случае удельные нагрузки, как правило, превышают 200 *кГ/см²* и тепловое сопротивление контакта определяется чистотой поверхности и физико-механическими свойствами материалов.

Ориентировочные значения величины RS различных пар контактирующих металлов, чистота поверхности которых соответствует ▽5 (средняя величина гребешка 15 *мк*), а $N > 200$ *кГ/см²*, можно получить из табл. 2-1

Таблица 2-1

Удельное тепловое сопротивление контакта

Пара металлов	RS, *см²·град/вт*
Сталь — дюралюминий	0,60
Сталь — медь	0,50
Медь — дюралюминий	0,10
Медь — латунь	0,18
Медь — медь	0,05

2-3. Тепловой коэффициент стержня

Рассмотрим стержень, поперечное сечение которого равно f, периметр сечения U, длина l; пусть f и U остаются постоянными в любом сечении стержня (рис. 2-3, *б*). Стержень находится в среде, температура которой t_c, а полный коэффициент теплоотдачи с поверхности и с торца стержня в среду равен α; коэффициент теплопроводности материала стержня равен λ. В торец стержня входит тепловой поток P, который кондуктивно передается по стержню, рассеиваясь при этом с поверхности стержня в окружающую среду. Найдем распределение температуры по длине стержня при условии, что температурное поле по его сечению равномерно.

Температурное поле по длине стержня будет описываться дифференциальным уравнением [Л. 2-6]

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - b^2\vartheta = 0, \qquad \vartheta = t - t_c, \quad b^2 = \frac{\alpha U}{\lambda f}. \tag{2-16}$$

Если пренебречь тепловым потоком, рассеиваемым с торца стержня при $x = l$ в окружающую среду, по сравнению с тепловым потоком, рассеиваемым с боковой поверхности стержня, то

$$\left.\frac{d\vartheta}{dx}\right|_{x=l} = 0. \qquad (2\text{-}17а)$$

По условию задачи в торец стержня при $x = 0$ входит тепловой поток P, который за счет кондукции распространяется в стержень. Это условие можно представить в следующем виде:

$$-\lambda f \left.\frac{d\vartheta}{dx}\right|_{x=0} = P. \qquad (2\text{-}17б)$$

Решив систему уравнений (2-16)—(2-17б), получим

$$\left.\begin{aligned} t(x) - t_c = \vartheta(x) = PF(x), \\ F(x) = \frac{b}{\alpha U} \cdot \frac{\operatorname{ch} b(x-l)}{\operatorname{sh} bl}. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}18)$$

Для того чтобы уточнить условие (2-17а) и учесть теплоотдачу с торца стержня, следует условно увеличить площадь S боковой поверхности стержня на величину поверхности торца f; тогда условная длина стержня будет равна l_1. Эти параметры связаны очевидными соотношениями:

$$lU = S, \quad l_1 U = S + f,$$

откуда

$$l_1 = l + \frac{f}{U}. \qquad (2\text{-}19)$$

Подставив в уравнение (2-18) вместо l условную длину l_1, учтем теплообмен торца стержня с окружающей средой.

Коэффициент $F(x)$ в уравнении (2-18) — тепловой коэффициент стержня — можно представить в ином виде, если ввести понятия поверхностной σ_α и внутренней σ_λ проводимостей стержня, определив их как

$$\sigma_\alpha = \alpha l_1 U, \quad \sigma_\lambda = \frac{\lambda f}{l_1};$$

тогда

$$F(x) = \sqrt{\frac{1}{\sigma_\alpha \sigma_\lambda}} \frac{\operatorname{ch}\left(1 - \frac{x}{l_1}\right)\sqrt{\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_\lambda}}}{\operatorname{sh}\sqrt{\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_\lambda}}}. \qquad (2\text{-}19а)$$

Таким образом, тепловой коэффициент $F(x)$ в точке x зависит только от соотношения поверхностной и внутренней проводимостей стержня.

Для стержня неограниченной длины ($l = \infty$) тепловой коэффициент получается из (2-18) при устремлении l к бесконечности:

$$F(x) = \frac{e^{-bx}}{\sqrt{\alpha U \lambda f}} = \frac{e^{-bx}}{\sqrt{\sigma_\alpha \sigma_\lambda}}. \qquad (2\text{-}19б)$$

При расчете тепловых сопротивлений и коэффициентов необходимо знать коэффициенты теплопроводности материалов, из которых состоит система. В табл. 2-2 даны значения этих коэффициентов для некоторых материалов [Л. 2-4; Л. 2-6].

Таблица 2-2

Коэффициент теплопроводности различных материалов

Наименование материала	Температура, °С	λ, *вт/м·град*
Алюминий	0—100	210
Дюралюминий	0—100	160—180
Латунь	0—100	100—112
Серебро	0—100	410—390
Свинец	50—150	35
Сталь У-12	0—100	46—45
Сталь 20	0—100	50—49
Сталь легированная конструкционная	0—100	38
Медь	0—100	390—380
Бакелитовый лак	—	0,25
Бумага	20	0,10—0,14
Дерево (фанера)	—	0,15
Плексиглас	20	0,186
Резина	20	0,15
Слюда	20	0,47—0,58
Стекло кварцевое	100—200	1,4—1,5
Текстолит	20	0,23—0,33
Фарфор	100	1,05
Шелк	0—100	0,043—0,058
Эбонит, гетинакс	20	0,156—0,175

Пример 2-1.

Крепление детали к шасси осуществлено с помощью болта так, как это показано на рис. 2-2, *а*. Найти тепловое сопротивление крепежного соединения, если известно, что болт изготовлен из легированной стали ($\lambda_1 = 40$ *вт/м²·град*); его диаметр $d_1 = 0{,}5$ *см*; расстояние от основания болта до гайки $\delta_1 = 0{,}8$ *см*. Материал гайки тот же, что и болта, т. е. $\lambda_6 = \lambda_1$; диаметр гайки $d_6 = 2{,}0$ *см*, ее высота $h_6 = 0{,}4$ *см*; размеры шайбы — диаметр $d_5 = 2{,}0$ *см*, толщина $\delta_5 = 0{,}1$ *см*, коэффициент теплопроводности $\lambda_5 = \lambda_1$. Изоляционная шайба *4* выполнена из текстолита ($\lambda_4 = 0{,}23$ *вт/м²·град*), ее толщина $\delta_4 = 0{,}1$ *см*, внешний диаметр $d_4 = 2{,}5$ *см*. Изоляционная шайба *2* выполнена также из текстолита ($\lambda_2 = \lambda_4$); внешний диаметр $d_2 = 2{,}5$ *см*, толщина $\delta_2 = 0{,}05$ *см*.

Решение.

По формуле (2-9) определяем тепловые сопротивления R_1, R_4, R_5 и R_6:

$$R_1 = \frac{4\delta_1}{\pi d_1^2 \lambda_1} = \frac{4 \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 0{,}25 \cdot 10^{-4} \cdot 40} = 10{,}2 \text{ } град/вт;$$

$$R_4 = \frac{4\delta_4}{\pi \left(d_4^2 - d_1^2\right) \lambda_4} = \frac{4 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-2}}{\pi \left(2{,}5^2 - 0{,}5^2\right) 0{,}23 \cdot 10^{-4}} = 9{,}25 \text{ } град/вт;$$

$$R_5 = \frac{4\delta_5}{\pi \left(d_5^2 - d_1^2\right) \lambda_5} = \frac{4 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-2}}{\pi \left(2^2 - 0{,}5^2\right) 10^{-4} \cdot 40} = 0{,}085 \text{ } град/вт.$$

При расчете R_6 можно приближенно принять за площадь поперечного сечения гайки площадь при $x = 0{,}25 d_6$

$$S_6 = \pi \, 0{,}25 d_6 h_6 = 0{,}25 \cdot 2{,}0 \cdot 0{,}4 = 0{,}63 \text{ } см^2,$$

а за длину пути теплового потока принять (рис. 2-2, *а*)

$$\delta_6 = 0{,}5h_6 + 0{,}25d_6 + 0{,}5h_6 = h_6 + 0{,}25d_6 = 0{,}4 + 0{,}5 = 0{,}9 \text{ см}.$$

Тогда тепловое сопротивление гайки равно

$$R_6 = \frac{\delta_6}{\lambda_6 S_6} = \frac{0{,}9 \cdot 10^{-2}}{0{,}63 \cdot 10^{-4} \cdot 40} = 3{,}6 \text{ град/вт}.$$

По формуле (2-9) находим сопротивление R'' тепловому потоку, проходящему через болт, гайку, шайбу и слой изоляции *4*:

$$R'' = 10{,}2 + 9{,}25 + 0{,}08 + 3{,}6 = 23{,}1 \text{ град/вт}.$$

Находим также сопротивление R' тепловому потоку, поступающему в шасси через изоляционную шайбу *1*:

$$R' = \frac{4\delta_2}{\pi\left(d_2^2 - d_1^2\right)\lambda_2} = \frac{4 \cdot 0{,}05 \cdot 10^{-2}}{\pi\,(2{,}5^2 - 0{,}5^2)\,10^{-4} \cdot 2{,}3 \cdot 10^{-1}} = 4{,}6 \text{ град/вт}.$$

По формуле (2-8) определяем общее тепловое сопротивление данного крепежного соединения:

$$R = \frac{4{,}6 \cdot 23{,}1}{23{,}1 + 4{,}6} = 3{,}8 \text{ град/вт}.$$

2-4. Тепловые коэффициенты пластин круглой формы

Пусть в центре диска радиусом L_0 и толщиной δ расположен источник энергии, занимающий область радиусом r_0 (рис. 2-4, *а*). В даль-

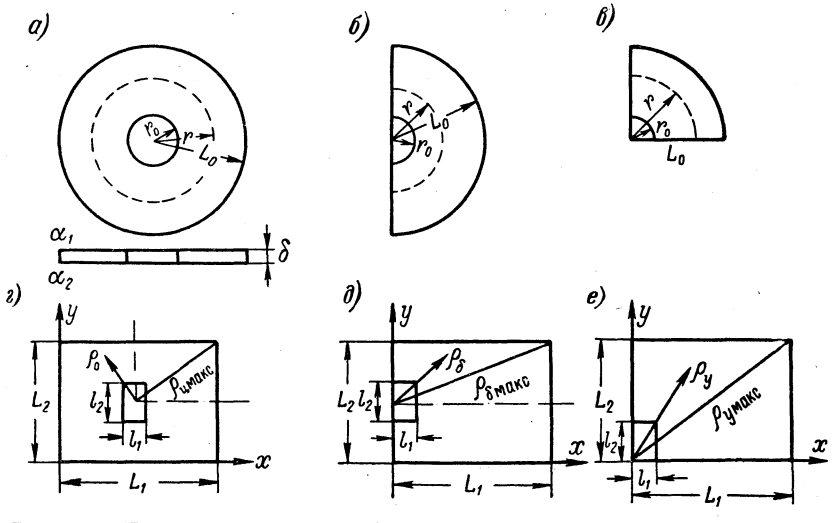


Рис. 2-4. Пластины различных форм: *а* — диск с центральным положением источника энергии; *б* — половина диска с боковым положением источника энергии; *в* — четверть диска с угловым положением источника; *г*, *д*, *е* — прямоугольная пластина с центральным боковым и угловым положением источника.

нейшем область, в которой выделяется энергия, будем сокращенно называть областью *И* (*И* — источник). Будем считать, что поверхности области *И* в теплообмене с окружающей их жидкой или газо-

образной средой не участвуют и вся энергия от источника рассеивается в окружающую среду благодаря конвекции и излучению с поверхности $2\pi (L_0^2 - r_0^2)$. Полные коэффициенты теплоотдачи двух поверхностей диска равны α_1 и α_2; коэффициент теплопроводности материала диска равен λ. Имея в виду круговую симметрию температурного поля и пренебрегая градиентом температур по толщине диска, найдем зависимость между мощностью источника энергии и температурой перегрева, т. е. определим тепловой коэффициент F:

$$F(r) = \frac{t(r) - t_c}{P}, \quad (r_0 \leqslant r \leqslant L_0), \tag{2-20}$$

где $t(r)$ — температура на окружности радиусом r;
t_c — температура окружающей среды;
P — мощность источника энергии в области $И$.

Таким образом, для определения структуры коэффициента $F(r)$ необходимо найти аналитическую зависимость между температурой в точках r диска и мощностью источника. Решение подобной задачи имеется в литературе, поэтому остановимся только на математической формулировке задачи и окончательном ее решении. Поставленная задача может быть сформулирована с помощью следующей системы уравнений:

$$\frac{d^2(t - t_c)}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d(t - t_c)}{dr} - b^2(t - t_c) = 0, \tag{2-21}$$

$$P = -\lambda \frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=r_0} f_1, \quad \frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=L_0} = 0, \tag{2-22}$$

где

$$r_0 \leqslant r \leqslant L_0, \quad f_1 = 2\pi r_0 \delta, \quad b^2 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\lambda \delta}.$$

Уравнение (2-21) описывает процесс переноса тепловой энергии в диске, поверхности которого рассеивают энергию в окружающую среду. Первое из уравнений (2-22) отражает поставленное выше условие, что вся выделяющаяся в области $И$ энергия путем кондукции поступает в диск через поверхность f_1. Второе из уравнений (2-22) описывает условие отсутствия теплообмена между торцом диска и окружающей средой.

Решение системы уравнений (2-21) — (2-22) имеет следующий вид:

$$t - t_c = \frac{P}{\lambda b f_1} \cdot \frac{I_1(bL_0) K_0(br) + I_0(br) K_1(bL_0)}{I_1(bL_0) K_1(br_0) - I_1(br_0) K_1(bL_0)}, \tag{2-23}$$

где I_0 и I_1 — функции Бесселя нулевого и первого порядков мнимого аргумента;
K_0 и K_1 — функции Макдональда нулевого и первого порядков [Л. 2-1].

Для того чтобы учесть теплообмен торца диска с окружающей средой, следует в уравнении (2-23) за радиус диска L_0 принимать

величину, бо́льшую реального радиуса $L_{0р}$ на половину толщины диска, т. е.

$$L_0 = L_{0р} + 0{,}5\delta. \tag{2-24}$$

Такой способ позволяет, не усложняя расчетных формул, с удовлетворительной для практических целей точностью учесть теплообмен торцов диска с окружающей средой [Л. 2-4, 2-6].

С помощью очевидных тождественных преобразований формулу (2-23) можно привести к следующему виду, в котором будут содержаться только величины нулевой размерности:

$$N = 0{,}5\varphi, \tag{2-25}$$

$$\varphi = \frac{L_0}{\pi\gamma r_0} \cdot \frac{I_1(\gamma) K_0\left(\gamma \frac{r}{L_0}\right) + K_1(\gamma) I_0\left(\gamma \frac{r}{L_0}\right)}{I_1(\gamma) K_1\left(\gamma \frac{r_0}{L_0}\right) - K_1(\gamma) I_1\left(\gamma \frac{r_0}{L_0}\right)}. \tag{2-26}$$

В формулы (2-25) и (2,26) входят следующие критериальные величины:

$$N = \frac{(t - t_c)\lambda\delta}{P}, \quad \gamma = \sqrt{\mathrm{Bi}}, \quad \mathrm{Bi} = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2) L_0^2}{\lambda\delta}; \tag{2-27}$$

последний критерий Bi известен как критерий Био.

Критерий φ в дальнейшем будет часто встречаться при расчетах тепловых коэффициентов различных элементов радиоэлектронных устройств, поэтому следует упростить практические расчеты по формуле (2-26). Из этой формулы следует, что φ зависит от трех безразмерных параметров:

$$\varphi = \varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right).$$

Фиксируя координату r/L_0, можно представить зависимость (2-26) в табличной форме. Так в табл. 2-3 приведены значения критерия φ на границе области $И$, т. е. при $\frac{r}{L_0} = \frac{r_0}{L_0}$, а в табл. 2-4 даны значения φ для пяти окружностей на диске: $\frac{r}{L_0} = 0{,}1;\ 0{,}2;\ 0{,}3;\ 0{,}6;\ 1{,}0$. С помощью интерполирования табличных данных можно определить величину критерия φ в различных точках диска $\frac{r}{L_0}$ при разных значениях относительного размера источника $\frac{r_0}{L_0}$ и в широком диапазоне изменений критерия γ.

Пользуясь формулами (2-20), (2-25) и (2-26), найдем выражения для коэффициента $F(r)$:

$$F(r) = \frac{1}{2\delta\lambda}\varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right). \tag{2-28}$$

В заключение укажем практический метод расчета температурного поля диска с учетом зависимости коэффициентов теплоотдачи от температуры.

Таблица 2-3

Зависимость критерия φ от γ и $\frac{r_0}{L_0}$ на границе источника

γ	r_0/L_0								
	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,60
0,20	16,76	16,69	16,67	16,76	17,01	17,32	17,71	19,22	25,10
0,21	15,11	15,05	15,03	15,11	15,29	15,62	16,04	17,26	22,68
0,23	12,74	12,63	12,64	12,67	12,82	13,05	13,39	14,44	18,78
0,25	10,91	10,84	10,79	10,82	10,92	11,18	11,55	12,25	15,98
0,27	9,44	9,42	9,34	9,33	9,42	9,586	9,819	10,66	13,72
0,30	7,802	7,724	7,650	7,628	7,678	7,784	7,984	8,546	11,12
0,32	6,947	6,870	6,878	6,748	6,792	6,907	7,046	7,548	9,760
0,35	5,915	5,826	5,700	5,698	5,721	5,788	5,916	6,320	8,186
0,37	5,377	5,310	5,207	5,166	5,156	5,228	5,328	5,680	5,356
0,40	4,707	4,612	4,522	4,460	4,453	4,495	4,580	4,879	6,279
0,42	4,338	4,232	4,155	4,076	4,073	4,096	4,169	4,431	5,731
0,45	3,782	3,770	3,679	3,602	3,582	3,647	3,667	3,879	4,982
0,47	3,598	3,511	3,408	3,332	3,307	3,263	3,370	3,566	4,557
0,50	3,266	3,174	3,075	2,991	2,959	2,969	3,011	3,173	4,043
0,55	2,872	2,722	2,629	2,538	2,498	2,495	2,539	2,672	3,346
0,60	2,486	2,385	2,289	2,195	2,148	2,136	2,146	2,249	2,832
0,65	2,195	2,124	2,024	1,929	1,879	1,858	1,865	1,941	2,428
0,70	2,010	1,913	1,812	1,712	1,659	1,637	1,633	1,688	2,098
0,75	1,864	1,743	1,643	1,541	1,486	1,456	1,451	1,492	1,838
0,80	1,704	1,605	1,503	1,400	1,339	1,310	1,297	1,328	1,622
0,85	1,579	1,490	1,386	1,287	1,223	1,189	1,174	1,193	1,446
0,90	1,495	1,391	1,291	1,185	1,122	1,086	1,019	1,063	1,297
0,95	1,421	1,309	1,206	1,100	1,037	0,9983	0,9787	0,9811	1,171
1,00	1,339	1,238	1,135	1,028	0,9646	0,9257	0,9012	0,8996	1,062
1,10	1,224	1,123	1,021	0,9142	0,8486	0,8066	0,7808	0,7926	0,8905
1,20	1,135	1,035	0,9316	0,8246	0,7576	0,7139	0,6862	0,6651	0,7582
1,30	1,066	0,9655	0,8625	0,7547	0,6871	0,6423	0,6132	0,5880	0,6559
1,40	1,010	0,9094	0,8078	0,6994	0,6320	0,5858	0,5553	0,5254	0,5754
1,50	0,9606	0,8627	0,7618	0,6535	0,5849	0,5392	0,5072	0,4742	0,5088
1,60	0,9240	0,8246	0,7222	0,6153	0,5475	0,5008	0,4684	0,4335	0,4555
1,70	0,8903	0,7906	0,6898	0,5830	0,5150	0,4684	0,4355	0,3982	0,4104
1,80	0,8618	0,7622	0,6638	0,5556	0,4376	0,4408	0,4079	0,3695	0,3737
1,90	0,8359	0,7372	0,6369	0,5314	0,4642	0,4173	0,3532	0,3442	0,3424
2,00	0,8120	0,7147	0,6148	0,5101	0,4428	0,3968	0,3635	0,3227	0,3169
2,20	0,7747	0,6769	0,5782	0,4750	0,4084	0,3625	0,3290	0,2876	0,2717
2,40	0,7426	0,6453	0,5481	0,4463	0,3808	0,3362	0,3034	0,2606	0,2384
2,60	0,7149	0,6187	0,5224	0,4220	0,3553	0,3136	0,2760	0,2390	0,2112
2,80	0,6897	0,5954	0,5004	0,4014	0,3392	0,2951	0,2620	0,2212	0,1915
3,00	0,6693	0,5744	0,4800	0,3833	0,3219	0,2790	0,2481	0,2070	0,1735
3,50	0,6228	0,5306	0,4401	0,3464	0,2882	0,2477	0,2184	0,1785	0,1424
4,00	0,5852	0,4949	0,4057	0,3175	0,2619	0,2238	0,1944	0,1582	0,1217
4,50	0,5525	0,4646	0,3795	0,2933	0,2412	0,2044	0,1780	0,1425	0,1050
5,00	0,5242	0,4385	0,3581	0,2728	0,2228	0,1891	0,1645	0,1303	0,0968
5,50	0,4993	0,4152	0,3346	0,2555	0,2078	0,1754	0,1517	0,1196	0,0865
6,00	0,4764	0,3947	0,3166	0,2407	0,1944	0,1640	0,1413	0,1121	0,0795

Таблица 2-4

Зависимость критерия φ от γ, $\frac{r_0}{L_0}$, $\frac{r}{L_0}$

γ	Координата точки на пластине r/L_0											
	0,1		0,2				0,3					
	размер источника r_0/L_0											
	0,05	0,07	0,05	0,07	0,10	0,15	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25
0,20	16,54	16,59	16,32	16,36	16,43	16,64	16,21	16,26	16,31	16,52	16,85	17,25
0,21	14,87	14,96	14,65	14,74	14,83	15,01	14,54	14,62	14,71	14,89	15,17	15,51
0,23	12,51	12,58	12,29	12,36	12,43	12,57	12,18	12,24	12,31	12,45	12,70	13,00
0,25	10,70	10,72	10,48	10,51	10,59	10,72	10,36	10,38	10,46	10,60	10,79	11,06
0,27	9,265	9,287	9,052	9,073	9,137	9,247	8,932	8,952	9,016	9,125	9,303	9,536
0,30	7,582	7,597	7,368	7,382	7,433	7,521	7,260	7,260	7,310	7,397	7,550	7,737
0,32	6,733	6,746	6,520	6,533	6,574	6,666	6,398	6,410	6,451	6,541	6,665	6,840
0,35	5,695	5,712	5,480	5,496	5,536	5,604	5,361	5,378	5,417	5,483	5,598	5,733
0,37	5,160	5,177	4,942	4,959	4,986	5,072	4,823	4,840	4,866	4,950	5,034	5,159
0,40	4,483	4,497	4,270	4,283	4,307	4,370	4,150	4,162	4,192	4,247	4,329	4,441
0,42	4,124	4,136	3,895	3,966	3,930	3,978	3,774	3,784	3,807	3,862	3,937	4,038
0,45	3,645	3,656	3,430	3,441	3,462	3,513	3,308	3,318	3,344	3,387	3,462	3,587
0,47	3,371	3,400	3,158	3,185	3,196	3,241	3,038	3,064	3,074	3,118	3,182	3,267
0,50	3,046	3,058	2,829	2,839	2,855	2,900	2,716	2,721	2,742	2,779	2,841	2,912
0,55	2,600	2,609	2,385	2,393	2,406	2,446	2,283	2,291	2,303	2,341	2,391	2,457
0,60	2,266	2,272	2,051	2,057	2,071	2,104	1,931	1,935	1,950	1,980	2,022	2,078
0,65	2,007	2,011	1,791	1,794	1,806	1,841	1,673	1,676	1,687	1,719	1,755	1,800
0,70	1,792	1,799	1,577	1,583	1,594	1,622	1,458	1,463	1,474	1,499	1,534	1,578
0,75	1,624	1,630	1,410	1,415	1,427	1,451	1,290	1,296	1,306	1,328	1,360	1,399
0,80	1,485	1,491	1,269	1,275	1,284	1,309	1,151	1,156	1,165	1,126	1,215	1,251
0,85	1,370	1,376	1,155	1,161	1,170	1,193	1,038	1,042	1,051	1,071	1,098	1,132
0,90	1,272	1,277	1,059	1,063	1,072	1,094	0,940	0,944	0,952	0,971	0,996	1,032

Продолжение табл. 2-4

γ	Координата точки на пластине r/L_0											
	0,1		0,2				0,3					
	размер источника r_0/L_0											
	0,05	0,07	0,05	0,07	0,10	0,15	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25
0,95	1,190	1,196	0,976	0,981	0,990	1,010	0,858	0,862	0,870	0,888	0,912	0,924
1,00	1,119	1,125	0,906	0,910	0,919	0,938	0,788	0,792	0,799	0,817	0,839	0,868
1,10	1,006	1,011	0,793	0,797	0,805	0,824	0,676	0,680	0,687	0,702	0,723	0,749
1,20	0,916	0,921	0,704	0,708	0,716	0,734	0,589	0,592	0,599	0,614	0,633	0,657
1,30	0,847	0,852	0,635	0,639	0,647	0,664	0,520	0,524	0,530	0,544	0,563	0,586
1,40	0,792	0,696	0,580	0,584	0,592	0,609	0,466	0,459	0,476	0,490	0,507	0,529
1,50	0,742	0,750	0,536	0,540	0,547	0,565	0,420	0,424	0,431	0,444	0,461	0,482
1,60	0,705	0,711	0,496	0,500	0,508	0,526	0,384	0,387	0,393	0,407	0,423	0,444
1,70	0,672	0,678	0,464	0,468	0,476	0,493	0,353	0,356	0,362	0,375	0,392	0,412
1,80	0,643	0,650	0,436	0,440	0,448	0,466	0,326	0,329	0,335	0,348	0,364	0,384
1,90	0,616	0,624	0,410	0,416	0,424	0,442	0,302	0,306	0,312	0,325	0,341	0,361
2,00	0,595	0,602	0,389	0,394	0,402	0,421	0,282	0,286	0,292	0,305	0,321	0,341
2,20	0,557	0,564	0,354	0,358	0,367	0,386	0,248	0,252	0,258	0,271	0,287	0,306
2,40	0,525	0,533	0,324	0,329	0,338	0,357	0,221	0,225	0,231	0,244	0,260	0,280
2,60	0,498	0,507	0,299	0,304	0,313	0,387	0,199	0,202	0,208	0,224	0,238	0,258
2,80	0,474	0,484	0,277	0,283	0,292	0,313	0,180	0,184	0,190	0,203	0,220	0,240
3,00	0,454	0,463	0,259	0,264	0,274	0,295	0,164	0,167	0,173	0,187	0,204	0,224
3,50	0,407	0,418	0,219	0,225	0,236	0,259	0,131	0,134	0,141	0,155	0,172	0,193
4,00	0,372	0,381	0,189	0,195	0,207	0,231	0,106	0,110	0,116	0,130	0,148	0,169
4,50	0,341	0,354	0,164	0,170	0,182	0,208	0,088	0,091	0,098	0,111	0,129	0,151
5,00	0,314	0,329	0,143	0,150	0,162	0,188	0,070	0,076	0,082	0,096	0,113	0,137
5,50	0,291	0,306	0,125	0,132	0,145	0,172	0,060	0,064	0,070	0,083	0,100	0,122
6,00	0,270	0,286	0,111	0,117	0,130	0,157	0,051	0,054	0,063	0,072	0,089	0,112
8,00	0,206	0,224	0,068	0,075	0,087	0,115	0,026	0,028	0,032	0,043	0,058	0,080
10,00	0,162	0,182	0,044	0,049	0,06	0,063	0,013	0,015	0,018	0,019	0,040	0,060

Продолжение табл. 2-4

γ	Координата точки на пластине r/L_0																
	0,6								1,0								
	размер источника r_0/L_0																
	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,60
0,20	16,09	16,13	16,19	16,41	16,73	17,13	17,67	18,52	15,97	16,07	16,07	16,28	16,60	17,00	17,54	18,37	24,99
0,21	14,36	14,45	14,53	14,71	14,99	15,33	15,83	17,14	14,30	14,38	14,47	14,65	14,93	15,26	15,77	17,07	22,46
0,23	12,01	12,07	12,14	12,28	12,52	12,82	13,20	14,33	11,94	12,00	12,07	12,21	12,45	12,74	13,13	14,25	18,81
0,25	10,18	10,21	10,29	10,42	10,61	10,87	11,20	12,15	10,12	10,15	10,23	10,36	10,55	10,81	11,14	12,08	15,87
0,27	8,739	8,760	8,822	8,928	9,103	9,331	9,620	10,43	8,690	8,710	8,772	8,878	9,051	9,278	9,566	10,37	13,61
0,30	7,068	7,081	7,130	7,214	7,365	7,546	7,786	8,359	7,011	7,016	7,06	7,148	7,306	7,477	7,723	8,282	11,02
0,32	6,218	6,231	6,270	6,358	5,478	6,648	6,848	7,440	6,163	6,175	6,215	6,301	6,409	6,589	6,787	7,374	9,675
0,35	5,184	5,200	5,24	5,302	5,412	5,544	5,719	6,204	5,123	5,138	5,176	5,239	5,348	5,478	5,656	6,131	8,094
0,37	4,646	4,663	4,688	4,769	4,849	4,970	5,132	5,566	4,584	4,600	4,625	4,705	4,784	4,903	5,063	5,491	7,254
0,40	4,011	4,023	4,004	4,104	4,185	4,292	4,381	4,811	3,910	3,922	3,944	4,002	4,078	4,185	4,315	4,691	6,184
0,42	3,598	3,608	3,630	3,683	3,754	3,850	3,980	4,319	3,536	3,546	3,567	3,619	3,689	3,783	3,911	4,244	5,633
0,45	3,133	3,143	3,162	3,209	3,274	3,352	3,466	3,765	3,072	3,082	3,102	3,146	3,212	3,291	3,400	3,692	4,888
0,47	2,863	2,888	2,897	2,939	2,999	3,078	3,178	3,451	2,800	2,824	2,833	2,874	2,938	3,010	3,108	3,375	4,454
0,50	2,531	2,544	2,573	2,599	2,652	2,723	2,810	3,059	2,476	2,482	2,499	2,536	2,590	2,657	2,744	2,985	3,948
0,55	2,098	2,105	2,116	2,151	2,197	2,257	2,333	2,540	2,032	2,039	2,050	2,084	2,128	2,186	2,259	2,461	3,251
0,60	1,758	1,762	1,775	1,802	1,841	1,891	1,954	2,135	1,699	1,702	1,715	1,742	1,779	1,828	1,888	2,064	2,750
0,65	1,498	1,500	1,510	1,539	1,571	1,610	1,670	1,820	1,440	1,442	1,452	1,480	1,510	1,550	1,600	1,750	2,334
0,70	1,288	1,290	1,300	1,322	1,353	1,391	1,441	1,573	1,227	1,232	1,240	1,262	1,291	1,328	1,375	1,502	2,002
0,75	1,118	1,122	1,131	1,151	1,178	1,212	1,257	1,376	1,061	1,065	1,074	1,092	1,118	1,151	1,193	1,306	1,746
0,80	0,980	0,984	0,992	1,011	1,034	1,066	1,104	1,213	0,923	0,927	0,935	0,952	0,975	1,004	1,040	1,142	1,528
0,85	0,867	0,871	0,878	0,895	0,918	0,946	0,981	1,078	0,811	0,814	0,821	0,837	0,858	0,885	0,917	1,008	1,352
0,90	0,771	0,774	0,781	0,797	0,817	0,846	0,876	0,945	0,715	0,718	0,724	0,739	0,758	0,785	0,812	0,876	1,201
0,95	0,690	0,693	0,699	0,714	0,733	0,743	0,787	0,866	0,669	0,672	0,678	0,692	0,710	0,720	0,763	0,840	1,135
1,00	0,622	0,625	0,630	0,644	0,662	0,685	0,711	0,786	0,567	0,570	0,574	0,587	0,603	0,624	0,648	0,718	0,968

γ	Координата точки на пластине r/L_0																
	0,6								1,0								
	размер источника r_0/L_0																
	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,60
1,10	0,511	0,514	0,519	0,531	0,546	0,566	0,591	0,654	0,457	0,460	0,465	0,475	0,489	0,507	0,528	0,585	0,797
1,20	0,426	0,429	0,434	0,444	0,458	0,476	0,497	0,552	0,373	0,375	0,380	0,389	,402	0,417	0,435	0,484	0,664
1,30	0,361	0,363	0,368	0,378	0,390	0,406	0,425	0,475	0,309	0,311	0,315	0,323	0,334	0,348	0,364	0,407	0,561
1,40	0,309	0,311	0,315	0,324	0,336	0,350	0,368	0,413	0,259	0,261	0,264	0,272	0,282	0,294	0,308	0,346	0,482
1,50	0,266	0,269	0,273	0,281	0,292	0,305	0,321	0,362	0,218	0,220	0,223	0,230	0,239	0,250	0,263	0,296	0,417
1,60	0,233	0,235	0,238	0,246	0,256	0,269	0,283	0,322	0,186	0,187	0,190	0,197	0,205	0,215	0,226	0,257	0,364
1,70	0,204	0,206	0,209	0,217	0,226	0,238	0,251	0,287	0,150	0,152	0,154	0,160	0,167	0,176	0,186	0,212	0,303
1,80	0,180	0,182	0,185	0,192	0,201	0,212	0,225	0,258	0,133	0,134	0,136	0,142	0,148	0,156	0,166	0,190	0,276
1,90	0,159	0,162	0,165	0,172	0,180	0,191	0,203	0,234	0,117	0,119	0,121	0,126	0,132	0,140	0,149	0,172	0,252
2,00	0,142	0,144	0,147	0,154	0,162	0,172	0,184	0,213	0,102	0,103	0,105	0,110	0,116	0,122	0,131	0,152	0,226
2,20	0,115	0,116	0,119	0,125	0,133	0,142	0,152	0,179	0,077	0,078	0,080	0,084	0,089	0,093	0,102	0,120	0,181
2,40	0,092	0,094	0,098	0,104	0,111	0,119	0,129	0,154	0,059	0,060	0,062	0,065	0,069	0,074	0,081	0,096	0,150
2,60	0,078	0,079	0,081	0,088	0,093	0,101	0,110	0,133	0,045	0,046	0,047	0,051	0,054	0,059	0,064	0,078	0,123
2,80	0,065	0,066	0,068	0,073	0,079	0,086	0,095	0,116	0,035	0,036	0,037	0,040	0,043	0,047	0,052	0,064	0,104
3,00	0,054	0,056	0,058	0,062	0,068	0,075	0,082	0,103	0,028	0,028	0,029	0,032	0,034	0,038	0,042	0,052	0,088
3,50	0,036	0,037	0,039	0,043	0,048	0,053	0,060	0,078	0,015	0,0156	0,0164	0,018	0,020	0,022	0,025	0,033	0,060
4,00	0,0246	0,0254	0,027	0,030	0,0341	0,039	0,045	0,061	0,0083	0,0086	0,009	0,010	0,0115	0,013	0,0152	0,021	0,042
4,50	0,0170	0,0176	0,019	0,021	0,025	0,029	0,034	0,049	0,0047	0,0049	0,0052	0,006	0,007	0,008	0,009	0,013	0,029
5,00	0,012	0,013	0,014	0,016	0,019	0,023	0,027	0,041	0,0029	0,003	0,0032	0,0038	0,0045	0,0054	0,0065	0,0096	0,022
5,50	0,0087	0,0092	0,010	0,012	0,014	0,018	0,022	0,034	0,0014	0,0015	0,0017	0,0020	0,0024	0,003	0,0036	0,0056	0,015
6,00	0,006	0,0063	0,007	0,008	0,011	0,013	0,017	0,027	0,0007	0,0008	0,00085	0,0010	0,0015	0,0016	0,0020	0,0033	0,0093
8,00	0,0014	0,0016	0,0018	0,0024	0,0033	0,0045	0,0063	0,0124	0,0001	0,0001	0,00012	0,00016	0,00023	0,00031	0,00043	0,00084	0,003
10,00	—	0,0004	0,00045	0,00055	—	0,0017	—	0,066	—	—	—	—	—	—	—	0,0002	0,001

Температура перегрева $(t - t_c)$ диска в точке r определяется по формуле (2-20), при этом мощность источника P рассчитывается по формуле

$$P = (\alpha_1 + \alpha_2)(\bar{t} - t_c)\pi(L_0^2 - r_0^2), \qquad (2\text{-}29)$$

где $\bar{t}$ — среднеповерхностная температура диска.

Ввиду зависимости коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 от температуры, расчеты по формулам (2-20), (2-28) и (2-29) целесообразно проводить в следующем порядке:

1) задаем среднеповерхностную температуру $\bar{t}$ и по формулам, приведенным в первой главе, находим коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2;*

2) по формулам (2-27) вычисляем критерий Bi, γ, определяем относительный размер $\frac{r_0}{L_0}$ области $И$ и задаем относительные координаты $\frac{r}{L_0}$;

3) по табл. 2-3 или 2-4 находим критерии φ;

4) по формуле (2-29) находим мощность, рассеиваемую диском при выбранном значении его среднеповерхностной температуры;

5) по формулам (2-20) и (2-28) находим температуры в различных точках диска.

Рассмотрим пластины, представляющие собой полукруг или четверть круга радиусом L_0; область $И$ — полукруг или четверть круга радиусом r_0 (рис. 2-4, *б*, *в*). Градиентом температуры по толщине диска пренебрегаем и считаем, что поверхности области $И$ не участвуют в теплообмене с окружающей газообразной или жидкой средой. Торцы пластины также не рассеивают энергию в окружающую среду.

Учитывая сделанные выше допущения, запишем систему уравнений, описывающих температурное поле пластины:

полукруг $(r_0 \leqslant r \leqslant L_0)$

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2(t - t_c)}{dr^2} + \frac{1}{r}\cdot\frac{d(t - t_c)}{dr} - b^2(t - t_c) = 0, \\ &P = -\lambda\frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=r_0} f_2; \quad \frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=L_0} = 0; \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}30)$$

четверть круга $(r_0 \leqslant r \leqslant L_0)$

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2(t - t_c)}{dr^2} + \frac{1}{r}\cdot\frac{d(t - t_c)}{dr} - b^2(t - t_c) = 0; \\ &P = -\lambda\frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=r_0} f_3; \quad \frac{d(t - t_c)}{dr}\Big|_{r=L_0} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}31)$$

---

* Если диск находится в неограниченной среде, то в условиях естественной конвекции при расчете конвективных составляющих коэффициентов теплоотдачи можно полагать $\alpha_{1к} = \alpha_{2к} = \alpha_к$ и определять $\alpha_к$ для случая вертикально ориентированного диска независимо от его действительной ориентации.

. В формулах (2-30) и (2-31)

$$b^2 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\lambda\delta}, \quad f_2 = \pi r_0 \delta, \quad f_3 = 0{,}5\pi r_0 \delta.$$

Сопоставляя системы уравнений (2-21), (2-22), (2-30) и (2-31), видим, что они отличаются только значениями величин сечений f_1, f_2, f_3, через которые выходят тепловые потоки из областей $И$. Таким образом, для определения тепловых коэффициентов можно воспользоваться решением (2-23) системы уравнений (2-21) и (2-22), если только вместо f_1 подставить в (2-23) f_2 или f_3 для полукруга и четверти круга соответственно. Приведем окончательные выражения для коэффициентов $F(r)$ пластин в форме круга ($F_ц$), полукруга ($F_б$) и четверти круга ($F_у$):*

$$\left.\begin{aligned} F_ц(r) &= \frac{1}{2\delta\lambda}\varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right), \\ F_б(r) &= \frac{1}{\delta\lambda}\varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right), \\ F_у(r) &= \frac{2}{\delta\lambda}\varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right). \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}32)$$

Структура критерия φ дана в (2-26); для численных расчетов φ можно пользоваться табл. 2-3 и 2-4.

Пример 2-2.

Найти распределение температуры в дюралюминиевом ($\lambda = 170$ *вт/м·град*) диске толщиной $\delta = 0{,}95$ *мм*, радиусом $L_0 = 50$ *мм*, в центре которого расположен источник энергии, занимающий область круглой формы радиусом $r_0 = 3$ *мм*. Среднеповерхностная температура диска равна $\bar{t} = 80°$ С. Поверхность центральной области ($r_0 = 3$ *мм*) в теплообмене со средой непосредственно не участвует. Температура окружающей воздушной среды $t_c = 20°$ С, конвекция естественная, давление нормальное. Степень черноты обеих поверхностей диска $\varepsilon = 0{,}9$.

Решение.

1. Для среднеповерхностной температуры диска $\bar{t} = 80°$ С рассчитываем коэффициенты теплоотдачи $\alpha_к$ и $\alpha_л$ по формулам (1-9) и (1-35):

$$\alpha_к = 1{,}35\left(\frac{60}{0{,}1}\right)^{1/4} = 6{,}45 \text{ } вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_л = 0{,}9 \cdot 7{,}8 = 7{,}0 \text{ } вт/м^2 \cdot град.$$

Сумма полных коэффициентов теплоотдачи с обеих поверхностей диска равна

$$\alpha = 2\,(6{,}45 + 7{,}0) = 26{,}9 \text{ } вт/м^2 \cdot град.$$

2. Вычисляем по формуле (2-27) критерий γ и подсчитываем $\frac{r_0}{L_0}$:

$$\gamma = \sqrt{\frac{26{,}9\,(5 \cdot 10^{-2})^2}{170 \cdot 0{,}95 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}65; \quad \frac{r_0}{L_0} = \frac{3}{50} = 0{,}06.$$

По табл. 2-3 находим значение φ при $\frac{r}{L_0} = \frac{r_0}{L_0}$:

$$\varphi = 2{,}17.$$

---

[1] Индексы «ц», «б» и «у» отмечают положение источника на диске: ц — центральное, б — боковое, у — угловое.

3. По формуле (2-28) находим $F(r_0)$ при $r = r_0$:

$$F(r_0) = \frac{2{,}17}{2 \cdot 0{,}95 \cdot 10^{-3} \cdot 170} = 6{,}72 \text{ } град/вт.$$

4. Вычисляем по формуле (2-29) мощность, рассеиваемую диском:

$$P = 26{,}9 \cdot 60 \cdot 3{,}14 \cdot 24 \cdot 10^{-4} = 12{,}7 \text{ } вт.$$

5. Температуру в точке $r = r_0$ находим по формуле (2-20):

$$t(r_0) - t_c = 12{,}7 \cdot 6{,}72 = 85{,}5 \text{ } град.$$

6. Рассчитаем коэффициенты F в точках $\frac{r}{L_0} = 0{,}2;\ 0{,}3;\ 0{,}6;\ 1$; для этого в табл. 2-4 находим:

$$\varphi(0{,}2) = 1{,}792; \quad \varphi(0{,}3) = 1{,}674; \quad \varphi(0{,}6) = 1{,}50; \quad \varphi(1) = 1{,}44.$$

По формуле (2-28) вычисляем тепловые коэффициенты в этих точках, затем по формуле (2-20) определяем температуры перегрева $t - t_c = \vartheta$: $F(0{,}2) = 5{,}55$ *град/вт*; $F(0{,}3) = 5{,}18$ *град/вт*; $F(0{,}6) = 4{,}63$ *град/вт*; $F(1) = 4{,}45$ *град/вт*; $\vartheta(0{,}2) = 70{,}5$ *град*; $\vartheta(0{,}3) = 65{,}7$ *град*; $\vartheta(0{,}6) = 59{,}0$ *град*; $\vartheta(1) = 56$ *град*.

Пример 2-3.

Решить предыдущую задачу при условии, что параметры диска равны: $L_0 = 51{,}5$ *мм*, $r_0 = 4$ *мм*, $\delta = 3{,}75$ *мм* и $\bar{t} = 40°$ С, $t_c = 20°$ С.

Решение.

1. Для среднеповерхностной температуры перегрева $t - \bar{t}_c = 20$ *град* суммарный коэффициент теплоотдачи с обеих поверхностей диска $\alpha = 21{,}6$ *вт/м²·град*.

2. Вычисляем критерий γ и $\frac{r_0}{L_0}$:

$$\gamma = \sqrt{\frac{21{,}6 \cdot 26{,}5 \cdot 10^{-4}}{170 \cdot 3{,}75 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}3; \quad \frac{r_0}{L_0} = \frac{4}{51{,}5} = 0{,}078.$$

3. Находим по табл. 2-3 и 2-4 значения функций φ в различных точках диска:

$$\varphi(0{,}078) = 7{,}72; \quad \varphi(0{,}2) = 7{,}4; \quad \varphi(0{,}3) = 7{,}28; \quad \varphi(0{,}6) = 7{,}1; \quad \varphi(1) = 7{,}08.$$

4. Вычисляем по формуле (2-29) мощность, рассеиваемую диском:

$$P = 21{,}6 \cdot 20 \cdot 3{,}14 \cdot 26{,}34 \cdot 10^{-4} = 3{,}57 \text{ } вт.$$

5. Находим по формуле (2-28) значения коэффициентов F:

$$F(0{,}1) = 6{,}05 \text{ } град/вт; \quad F(0{,}2) = 5{,}8 \text{ } град/вт; \quad F(0{,}3) = 5{,}7 \text{ } град/вт;$$

$$F(0{,}6) = 5{,}6 \text{ } град/вт; \quad F(1) = 5{,}55 \text{ } град/вт.$$

6. Находим по формуле (2-29) температуры перегрева в различных точках диска:

$$\vartheta(0{,}078) = 22 \text{ } град; \quad \vartheta(0{,}2) = 20{,}7 \text{ } град; \quad \vartheta(0{,}3) = 20{,}3 \text{ } град;$$

$$\vartheta(0{,}6) = 20 \text{ } град; \quad \vartheta(1) = 19{,}7 \text{ } град.$$

2-5. Тепловые коэффициенты прямоугольной пластины

В отличие от температурного поля диска, температурное поле прямоугольной пластины зависит от двух координат x и y, что значительно усложняет расчеты. Точное решение задачи о температурном поле прямоугольной пластины неприемлемо для массовых практических расчетов, так как оно выражено в форме бесконечного медленно сходящегося ряда [Л. 2-2]. Поэтому целесообразно найти

приближенное аналитическое выражение для температурного поля тела прямоугольной формы, удобное для практических расчетов.

а) Реальное и эквивалентное тело. Распределение температуры в прямоугольной пластине можно получить несколькими способами: с помощью точного анализа, численных методов интегрирования, гидро- или электроаналогий, а также экспериментальным путем. Сопоставляя температурные поля прямоугольной пластины и диска, нетрудно прийти к выводу, что по характеру распределения температур они близки между собой. Это обстоятельство дает возможность построить приближенную методику расчета температурного поля прямоугольной пластины, используя соответствующие решения для диска. На рис. 2-5 изображены полученные с помощью гидравлических аналогий изотермы квадратной пластины, численное значение температуры которых характеризуется величинами $N = \frac{(t - t_c)\,\lambda\delta}{P}$ *. Температурное поле возникло под действием источника энергии, расположенного в углу пластины и занимающего область, заштрихованную на рисунке. Условия охлаждения, геометрические и физические свойства пластины таковы, что критерий Био равен $\mathrm{Bi} = \frac{\alpha L^2}{\lambda\delta} = 10$. Как видно на рис. 2-5, изотермы имеют форму окружностей, аналогичную форме изотерм четверти диска с угловым расположением источника энергии. Только вблизи источника энергии и на периферии квадратной пластины наблюдается отступление формы изотерм от окружности. Задача, следовательно, заключается в том, чтобы подобрать такой эквивалентный диск, температурное поле которого будет не только качественно, но и количественно приближаться к полю температур рассматриваемой прямоугольной пластины.

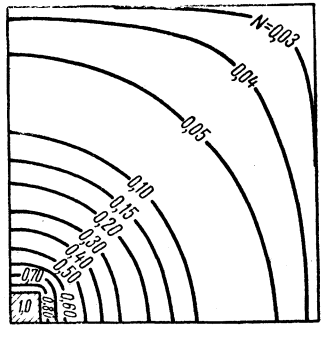


Рис. 2-5. Характер изотерм квадратной пластины с угловым положением детали при Bi = 10.

На рис. 2-4, *г*, *д*, *е* изображены прямоугольные пластины с центральным (ц), боковым (б) и угловым (у) положением источника энергии. Температурные поля этих тел будем сопоставлять с температурными полями диска, половины и четверти диска с соответствующим положением источника энергии (рис. 2-4, *а*, *б*, *в*). Область, занятая источником энергии на прямоугольной пластине, может иметь форму прямоугольника или круга. Более сложный случай произвольного положения на прямоугольной пластине области, занятой источником энергии, будет рассмотрен впоследствии.

Прежде чем устанавливать условия, при которых прямоугольное тело можно заменить эквивалентным диском, рассмотрим характер температурного поля вблизи источника энергии. На рис. 2-6 в пространственной проекции показана зависимость критерия N от

* N — безразмерная температура [см. формулу (2-27)].

координат $\frac{x}{L}$ и $\frac{y}{L}$ для следующего случая: пластина — квадрат со стороной L; область, занятая источником энергии (область $И$ заштрихована), расположена в центре пластины; размеры области $И$ равны $\frac{l_1}{L} = \frac{l_2}{L} = 0{,}1$; критерий $\mathrm{Bi} = \frac{\alpha L^2}{\lambda\delta} = 1{,}00$; на рисунке представлено температурное поле пластины вблизи источника $\left(\frac{x_{макс}}{L} = \frac{y_{макс}}{L} = 0{,}2\right)$. Значения критерия N получены методом численного интегрирования для случая, когда область $И$ рассеивает энергию только путем теплопроводности через пластину, т. е. поверхности области $И$ в теплообмене с окружающей средой не участвуют [Л. 2-7]. Из рис. 2-6 следует, что распределение температуры по периметру области $И$ может быть весьма сложным; в то же время распределение температуры по периметру области $И$ круглого диска равномерно. При сопоставлении температур в различных точках периметра источника реального и эквивалентного тел это обстоятельство следует иметь в виду.

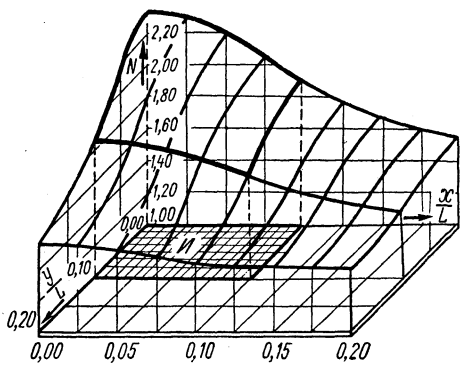


Рис. 2-6. Распределение безразмерной температуры $N = \frac{(t - t_c)\lambda\delta}{P}$ по квадратной пластине вблизи области, занятой источником энергии, при $\mathrm{Bi} = 1{,}00$.

Итак, анализ температурного поля в прямоугольной пластине (рис. 2-5 и 2-6) позволяет установить, что: а) наиболее неравномерно температурное поле вблизи источника энергии; б) в некоторой области рассматриваемого прямоугольника изотермы практически представляют собой окружности и только вблизи границ прямоугольника имеют более сложный характер — форма их приближается к очертаниям прямоугольника; аналогичный характер имеют изотермы вблизи источника энергии.

Последняя закономерность отражает известное свойство стабильности температурных полей: любое местное возмущение температурного поля является локальным и не распространяется на отдаленные участки поля [Л. 2-5]. Эта особенность температурного поля позволяет в данном случае двухмерное поле температур (x, y) приближенно описать с помощью одной координаты (r). Для этого заменим прямоугольное тело эквивалентным круглым, которое рассеивает такую же мощность $(P_э)$, что и реальное тело (P), т. е.

$$P_э = P. \qquad (2\text{-}33)$$

При этом температура перегрева реального тела $\vartheta(x, y)$ в точке (x, y) должна с удовлетворительной точностью соответствовать температуре перегрева $\vartheta(r)$ эквивалентного тела в точке (r).

Последнее условие (условие соответствия координат) будет ниже разъяснено более подробно.

б) Тепловые коэффициенты прямоугольной пластины при трех основных положениях источника энергии. Рассмотрим прямоугольник со сторонами L_1, L_2 и толщиной δ, в углу которого расположена область $И$ прямоугольной формы со сторонами l_1 и l_2 (рис. 2-7, *а*). Будем сопоставлять температурное поле этого тела с температурным полем эквивалентного тела — четверти круга с соответствующим положением области $И$ (рис. 2-7, *б*). Обозначим через u длину внутреннего контура области $И$ в реальном теле:

$$u = l_1 + l_2,$$

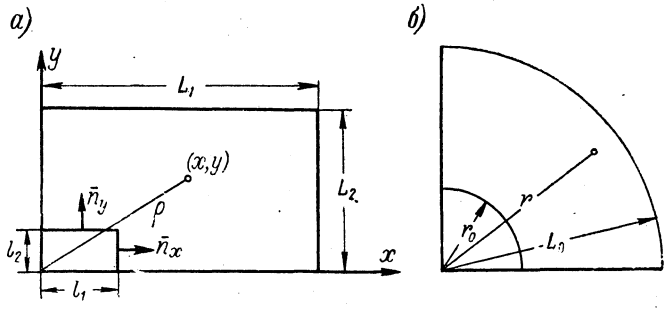


Рис. 2-7. Реальная (*а*) и эквивалентная (*б*) пластины.

и предположим, что энергия от источника энергии целиком поступает через площадь $u\delta$ в пластину. Учитывая зависимость градиента температуры на границе области $И$ от координат, запишем выражение для мощности P, рассеиваемой источником энергии:

$$P = -\lambda\delta \int_u \left.\frac{\partial\vartheta(x, y)}{\partial n}\right|_u du = -\lambda\delta \left[\int_0^{l_2} \left.\frac{\partial\vartheta(x, y)}{\partial x}\right|_{x=l_1} dy +\right.$$

$$\left. + \int_0^{l_1} \left.\frac{\partial\vartheta(x, y)}{\partial y}\right|_{y=l_2} dx\right] = -\lambda\delta \left[\int_0^{l_2} g_1(y)\, dy + \int_0^{l_1} g_2(x)\, dx\right], \quad (2\text{-}34)$$

где n — внешняя нормаль к границе контура u, а

$$g_1(y) = \left.\frac{\partial\vartheta(x, y)}{\partial x}\right|_{x=l_1}, \quad g_2(x) = \left.\frac{\partial\vartheta(x, y)}{\partial y}\right|_{y=l_2}.$$

Из физических соображений следует, что градиенты $g_1(y)$ и $g_2(x)$ на контурах $x = l_1$ и $y = l_2$ монотонно изменяются с координатой (рис. 2-6), что позволяет применить теорему о среднем и записать выражение (2-34) в виде:

$$P = -\lambda\delta(l_1 + l_2)\,\bar{g}, \quad \bar{g} = \frac{\bar{g}_1 l_2 + \bar{g}_2 l_1}{l_1 + l_2}, \quad (2\text{-}35)$$

где

$$\bar{g}_1 = \bar{g}_1(\bar{y}) \quad (0 < \bar{y} < l_2),$$

$$\bar{g}_2 = \bar{g}_2(\bar{x}) \quad (0 < \bar{x} < l_1),$$

$\bar{g}$ — среднее значение градиента температуры на контуре u. Найдем мощность $P_э$, рассеиваемую через поверхность $u_э\delta_э$ эквивалентного тела (рис. 2-7, *б*):

$$P_э = -\lambda_э\delta_э \frac{d\vartheta_э}{dr}\Big|_{r=r_0} u_э = -\lambda_э\delta_э u_э g_э, \qquad (2\text{-}36)$$

где r_0 — радиус области $И$ эквивалентного тела.

Подставим выражения (2-35) и (2-36) в условие (2-33). Тогда

$$\lambda\delta u\bar{g} = \lambda_э\delta_э u_э g_э.$$

Сформулированное выше требование о соответствии температурных полей реального и эквивалентного тел приводит к равенству градиентов $\bar{g} = g_э$, что позволяет найти соотношение между толщиной δ, коэффициентом теплопроводности λ и периметром u источника реального и эквивалентного тел:

$$\lambda\delta u = \lambda_э\delta_э u_э. \qquad (2\text{-}37)$$

Выражения для P и $P_э$ можно также найти, пользуясь понятием среднеповерхностных температур и законом Ньютона:

$$P = \alpha\bar{\vartheta}S \text{ и } P_э = \alpha_э\bar{\vartheta}_э S_э. \qquad (2\text{-}38)$$

Здесь α и $\alpha_э$ — коэффициенты теплоотдачи реального и эквивалентного тел;

$\bar{\vartheta}$ и $\bar{\vartheta}_э$ — среднеповерхностные температуры перегрева этих тел;

S и $S_э$ — площади поверхностей, участвующих в теплообмене с окружающей средой, т. е.

$$S = L_1L_2 - l_1l_2, \quad S_э = \frac{\pi}{4}\left(L_0^2 - r_0^2\right), \qquad (2\text{-}39)$$

где L_0 — радиус эквивалентного тела.

Из условия (2-33) и равенства (2-38) следует, что

$$\alpha\bar{\vartheta}S = \alpha_э\bar{\vartheta}_э S_э.$$

Условие о численном соответствии температурных полей реального и эквивалентного тел приводит к требованию равенства их среднеповерхностных температур: $\bar{\vartheta} = \bar{\vartheta}_э$, что позволяет получить соотношение между коэффициентами теплоотдачи и поверхностями реального и эквивалентного тел:

$$\alpha S = \alpha_э S_э. \qquad (2\text{-}40)$$

Таким образом, выбирая эквивалентное тело так, чтобы выполнялись условия (2-37) и (2-40), приходим к равенству среднего зна-

чения градиента на границе источника для реального и эквивалентного тел и к равенству их среднеповерхностных температур.

Равенство градиентов температур на контуре источника реального и эквивалентного тел должно привести к соответствию характера температурного поля этих тел, так как в районе источника температура резко изменяется с координатой, а равенство $\overline{\vartheta} = \overline{\vartheta}_э$ позволяет заключить, что значения температур реального и эквивалентного тел должны быть близкими. Считая коэффициенты теплопроводности λ, толщины δ и параметры u и $u_э$ реального и эквивалентного тел одинаковыми, получим из (2-37) и (2-40) следующие соотношения:

$$\lambda\delta = \lambda_э\delta_э, \quad \alpha_э = \alpha\frac{S}{S_э}. \tag{2-41}$$

Сформулируем условие соответствия координат в реальном и эквивалентном телах. Пусть начало координат реального тела расположено в углу области $И$, как это показано на рис. 2-7, *а*; тогда расстояние ϱ от начала координат до любой точки (x, y) на прямоугольной пластине $\varrho = \sqrt{x^2 + y^2}$ может изменяться от максимального значения

$$\varrho_{макс} = L = \sqrt{L_1^2 + L_2^2}$$

до минимального значения

$$\varrho_{мин} = l_1 \text{ или } \varrho_{мин} = l_2,$$

т. е. до наименьшего размера области $И$, занятой источником. Обозначим минимальный размер этой области через $l_и = \varrho_{мин}$. В эквивалентном теле радиус r может изменяться в пределах

$$r_0 \leqslant r \leqslant L_0.$$

Запишем пределы изменения величин ϱ и r следующим образом:

$$\frac{l_и}{L} \leqslant \frac{\varrho}{L} \leqslant 1, \quad \frac{r_0}{L_0} \leqslant \frac{r}{L_0} \leqslant 1. \tag{2-42}$$

Пользуясь неравенствами (2-42), сформулируем условие соответствия координат: относительные координаты реального и эквивалентного тел должны быть равны, т. е.

$$\frac{\varrho}{L} = \frac{r}{L_0}. \tag{2-43}$$

Из (2-42) и (2-43) следует, что

$$\frac{l_и}{L} = \frac{r_0}{L_0}. \tag{2-44}$$

Последнее условие позволяет определить размер эквивалентного тела:

$$L_0 = r_0\frac{L}{l_и}. \tag{2-45}$$

Условия (2-41) и (2-45) дают возможность определить все параметры эквивалентного тела для трех положений источника энергии на прямоугольном шасси. На рис. 2-4, *г—е* представлено центральное, боковое и угловое положение источника на прямоугольном шасси с размерами L_1 и L_2; там же указаны размеры l_1 и l_2 прямоугольной области *И*, занятой источником энергии. Найдем параметры $\gamma_э$, r_0 и L_0 для эквивалентного тела.

По определению,

$$\gamma_э = \sqrt{\mathrm{Bi}_э} = \sqrt{\frac{\alpha_э L_0^2}{\lambda\delta}}.$$

Выразим параметры эквивалентного тела $\alpha_э$ и L_0 через параметры реального тела на основании условий (2-41) и (2-45):

$$\left.\begin{aligned} \gamma_э &= \sqrt{\frac{\alpha L_1^2}{\lambda\delta}\frac{S}{S_э}\frac{L_0^2}{L_1^2}} = \sqrt{\mathrm{Bi}\,k}, \\ \mathrm{Bi} &= \frac{\alpha L_1^2}{\lambda\delta}, \quad k = \frac{S}{S_э}\frac{L_0^2}{L_1^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}46)$$

Теплоотдающая поверхность реального тела равна

$$S = L_1 L_2 - l_1 l_2, \qquad (2\text{-}47)$$

а теплоотдающие поверхности трех эквивалентных тел, соответствующих угловому (у), боковому (б) и центральному (ц) положению источников, равны:

$$S_{уэ} = \frac{\pi}{4}\left(L_0^2 - r_0^2\right),\ S_{бэ} = \frac{\pi}{2}\left(L_0^2 - r_0^2\right),\ S_{цэ} = \pi\left(L_0^2 - r_0^2\right). \qquad (2\text{-}48)$$

Покажем, что определяющие размеры L для трех положений области *И* должны быть различны. По определению, L соответствует максимальному значению $\varrho_{макс}$ (рис. 2-4), следовательно,

$$L_у = \varrho_{у\,макс} = \sqrt{L_1^2 + L_2^2};\ L_б = \varrho_{б\,макс} = \sqrt{L_1^2 + 0{,}25L_2^2};$$

$$L_ц = \varrho_{ц\,макс} = 0{,}5\sqrt{L_1^2 + L_2^2}. \qquad (2\text{-}49)$$

Наконец, на основании формул (2-41), (2-45), (2-49) и рис. 2-4 найдем геометрические параметры эквивалентных тел:

$$\left.\begin{aligned} r_{у0} &= \frac{2}{\pi}(l_1 + l_2),\ L_{у0} = \frac{2}{\pi}\left(\frac{l_1 + l_2}{l_и}\right)\sqrt{L_1^2 + L_2^2}, \\ r_{б0} &= \frac{1}{\pi}(2l_1 + l_2),\ L_{б0} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{2l_1 + l_2}{l_и}\right)\sqrt{L_1^2 + 0{,}25L_2^2}, \\ r_{ц0} &= \frac{1}{\pi}(l_1 + l_2),\ L_{ц0} = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{l_1 + l_2}{l_и}\right)\sqrt{L_1^2 + L_2^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}50)$$

В формулах (2-50) параметр $l_и$ имеет следующие значения: для углового положения $l_и$ равен l_1 или l_2 ($l_{и.у} = l_{мин}$); для бокового положения $l_{и.б} = l_1$ или $0{,}5l_2$ (берется наименьшая из этих двух

величин); для центрального положения $l_{и.ц} = 0{,}5l_1$ или $0{,}5l_2$ (берется наименьшая из этих двух величин). Пользуясь формулами (2-49)—(2-50), можно выразить критерий φ через параметры реального тела.

В формуле (2-26) φ зависит от параметров γ, $\frac{r_0}{L_0}$ и $\frac{r}{L_0}$. Метод определения первого из них ясен из формулы (2-46), значение $\frac{r_0}{L_0}$ просто найти из формул (2-50).

Рассмотрим метод расчета параметра $\frac{r}{L_0}$. Для удобства практических расчетов начало координат поместим в левом нижнем углу пластины, ось x направим вдоль стороны L_1, расположение области $И$ при этом ясно из рис. 2-4. Радиус-вектор ϱ для трех положений области $И$ на пластине следующим образом будет связан с координатами x и y (рис. 2-4):

$$\varrho_у = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \varrho_б = \sqrt{x^2 + (y - 0{,}5L_2)^2},$$

$$\varrho_ц = \sqrt{(x - 0{,}5L_1)^2 + (y - 0{,}5L_2)^2}. \qquad (2\text{-}51)$$

Пользуясь условием (2-43) и принимая во внимание формулы (2-49) и (2-51), нетрудно найти выражение для $\frac{r}{L_0}$ эквивалентных тел. Ниже приводится сводка основных формул, необходимых для расчета температурного поля реальных тел для трех основных положений источника на прямоугольной пластине.

Тепловые коэффициенты прямоугольника в этих трех положениях обозначим через $F_у$, $F_б$, $F_ц$:

$$F_у = \frac{N_у}{\lambda\delta}, \quad F_б = \frac{N_б}{\lambda\delta}, \quad F_ц = \frac{N_ц}{\lambda\delta}, \qquad (2\text{-}52)$$

где N_i — безразмерный параметр (i = у, б, ц);

$$N_у = 2\varphi, \quad N_б = \varphi, \quad N_ц = 0{,}5\varphi. \qquad (2\text{-}53)$$

Значение параметра φ определяется из табл. 2-3 или 2-4, где γ, $\frac{r_0}{L_0}$, $\frac{r}{L_0}$ имеют следующий вид для каждого из трех положений детали:

угловое положение —

$$\gamma_у = \sqrt{\mathrm{Bi}\, k_у}; \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_у = \frac{l_{и.у}}{L_1} a; \quad \left(\frac{r}{L_0}\right)_у = a\sqrt{\left(\frac{x}{L_1}\right)^2 + \left(\frac{y}{L_1}\right)^2} = \frac{a}{L_1}\varrho_у; \qquad (2\text{-}54)$$

боковое положение

$$\gamma_б = \sqrt{\mathrm{Bi}\, k_б}; \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_б = \frac{l_{и.б}}{L_1} b; \left(\frac{r}{L_0}\right)_б = b\sqrt{\left(\frac{x}{L_1}\right)^2 + \left(\frac{y}{L_1} - 0{,}5\frac{L_2}{L_1}\right)^2} =$$

$$= \frac{b}{L_1}\varrho_б; \qquad (2\text{-}55)$$

центральное положение

$$\gamma_{\text{ц}} = \sqrt{\text{Bi}\, k_{\text{ц}}}\,; \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{и. ц}}}{L_1} 2a;$$

$$\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 2a \sqrt{\left(\frac{x}{L_1} - 0{,}5\right)^2 + \left(\frac{y}{L_1} - 0{,}5\,\frac{L_2}{L_1}\right)^2} = \frac{2a}{L_1}\varrho_{\text{ц}}. \quad (2\text{-}56)$$

Значения $\varrho_{\text{у}}$, $\varrho_{\text{б}}$, $\varrho_{\text{ц}}$ могут быть взяты непосредственно из чертежа.

Через Bi обозначен критерий Био для прямоугольника, равный

$$\text{Bi} = \frac{\alpha L_1^2}{\lambda \delta}, \quad (2\text{-}57)$$

а также приняты следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} k_{\text{у}} &= \frac{4A}{1 - \left(\frac{l_{\text{и. у}}}{L_1} a\right)^2}, \quad a = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^2}}, \\ k_{\text{б}} &= \frac{2A}{1 - \left(\frac{l_{\text{и. б}}}{L_1} b\right)^2}, \quad b = \frac{1}{\sqrt{1 + 0{,}25\left(\frac{L_2}{L_1}\right)^2}}, \\ k_{\text{ц}} &= \frac{A}{1 - \left(\frac{2l_{\text{и. ц}}}{L_1} a\right)^2}, \quad A = \frac{1}{\pi}\left(\frac{L_2}{L_1} - \frac{l_1 l_2}{L_1^2}\right). \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}58)$$

Если деталь (область *И*) имеет круглое основание радиусом r_0 то

$$\left.\begin{aligned} k_{\text{у}} &= \frac{\frac{4}{\pi}\left(\frac{L_2}{L_1} - \pi\frac{r_0^2}{L_1^2}\right)}{1 - \left(\frac{r_0}{L_1} a\right)^2}, \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{у}} = \frac{r_0}{L_1} a, \\ k_{\text{б}} &= \frac{\frac{2}{\pi}\left(\frac{L_2}{L_1} - \pi\frac{r_0^2}{L_1^2}\right)}{1 - \left(\frac{r_0}{L_1} b\right)^2}, \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{б}} = \frac{r_0}{L_1} b, \\ k_{\text{ц}} &= \frac{\frac{1}{\pi}\left(\frac{L_2}{L_1} - \pi\frac{r_0^2}{L_1^2}\right)}{1 - \left(\frac{2r_0}{L_1} a\right)^2}, \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 2\frac{r_0}{L_1} a. \end{aligned}\right\} \quad (2\text{-}59)$$

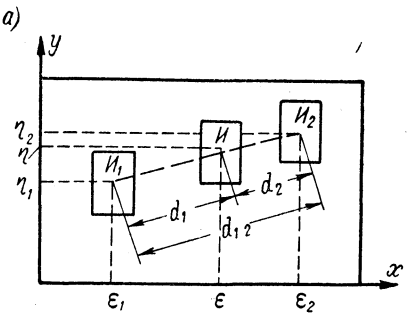
2-6. Произвольное положение источника на прямоугольной пластине

До сих пор мы рассматривали температурное поле для трех положений детали на шасси. Покажем, что, зная значение критерия N для трех положений ($N_{\text{у}}$, $N_{\text{б}}$, $N_{\text{ц}}$), можно приближенно рассчитать

значение критерия N при любом промежуточном положении области $И$ на прямоугольной пластине.

Пусть на прямоугольной пластине имеется область $И_1$, координаты центра которой (ε_1, η_1); рассмотрим также иное положение ($И_2$) этой области на прямоугольной пластине, когда координаты центра области (ε_2, η_2) (рис. 2-8, *а*). Покажем, что, зная значения критериев N_1 и N_2 для положений 1 и 2, можно найти значение критерия N для любого промежуточного положения области $И$, если координаты (ε, η) центра этой области лежат на прямой, соединяющей точки (ε_1, η_1) и (ε_2, η_2).

Исследования на гидроинтеграторе температурного поля прямоугольной пластины при различных положениях области $И$ позволили установить зависимости между критериями



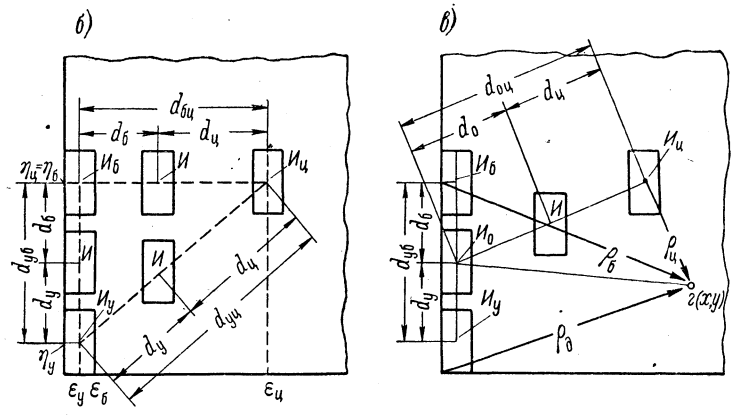


Рис. 2-8. Произвольное положение детали на прямоугольной пластине (шасси).

N, N_1, N_2 и расстояниями между центрами d_1, d_2, d_{12} областей $И$, $И_1$, $И_2$:

$$N = N_1 \operatorname{ch} \beta_1 d_1, \tag{2-60а}$$

$$N = N_2 \operatorname{ch} \beta_2 d_2, \tag{2-60б}$$

где β_1 и β_2 — некоторые коэффициенты, имеющие размерность обратной длины

$$d_1 = \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon)^2 + (\eta_1 - \eta)^2}, \quad d_2 = \sqrt{(\varepsilon_2 - \varepsilon)^2 + (\eta_2 - \eta)^2},$$

$$d_{12} = \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\eta_1 - \eta_2)^2}.$$

Выразим коэффициенты β_1 и β_2 в (2-60) через известные критерии N_1 и N_2. Из рис. 2-8, *а* следует, что

при $\varepsilon = \varepsilon_1$ и $\eta = \eta_1$ $\quad N = N_1$, (2-61а)

при $\varepsilon = \varepsilon_2$ и $\eta = \eta_2$ $\quad N = N_2$. (2-61б)

Из уравнений (2-60а) и (2-61б) нетрудно получить зависимость между критериями N_1 и N_2:

$$N_2 = N_1 \operatorname{ch} \beta_1 d_{12}. \tag{2-62}$$

Решая совместно (2-60а) и (2-62), найдем

$$N = N_1 \operatorname{ch}\left(\frac{d_1}{d_{12}} \operatorname{Arch} \frac{N_2}{N_1}\right). \tag{2-63а}$$

Произведя аналогичные выкладки с уравнениями (2-60б) и (2-61а), получим

$$N = N_2 \operatorname{ch}\left(\frac{d_2}{d_{12}} \operatorname{Arch} \frac{N_1}{N_2}\right). \tag{2-63б}$$

В уравнениях (2-63а) и (2-63б) неизвестный параметр N выражен через известные величины N_1, N_2, d_1, d_2, d_{12}. При практических расчетах из этих двух формул следует выбирать ту, в которой величины под знаком Arch больше единицы.

Уравнения (2-60) с достаточной степенью точности справедливы при любом взаимном расположении областей $И_1$ и $И_2$. В частности, эти области могут занимать угловое, боковое или центральное положения на пластине, при которых известны методы вычисления критериев $N_у$, $N_б$ и $N_ц$.

Установим формулы для практических расчетов критерия N при различных положениях области $И$ на пластине.

С л у ч а й 1. Области $И_1$ и $И_2$ занимают угловое и центральное положение на пластине, центр области $И$ расположен на прямой, соединяющей точки ($\varepsilon_у$, $\eta_у$), ($\varepsilon_ц$, $\eta_ц$) (рис. 2-8, *б*).

Заменив в уравнениях (2-63а) и (2-63б) индексы 1 и 2 на индексы «у» и «ц», получим:

$$\left.\begin{aligned} N &= N_у \operatorname{ch}\left(\frac{d_у}{d_{у.ц}} \operatorname{Arch} \frac{N_ц}{N_у}\right), \\ N &= N_ц \operatorname{ch}\left(\frac{d_ц}{d_{у.ц}} \operatorname{Arch} \frac{N_у}{N_ц}\right). \end{aligned}\right\} \tag{2-64а}$$

С л у ч а й 2. Области $И_1$ и $И_2$ занимают угловое и боковое положение на пластине, центр области $И$ расположен на прямой, соединяющей точки ($\varepsilon_у$, $\eta_у$), ($\varepsilon_б$, $\eta_б$) (рис. 2-8, *б*).

Заменив в уравнениях (2-63а) и (2-63б) индексы 1 и 2 на индексы «у» и «б», получим:

$$\left.\begin{aligned} N &= N_у \operatorname{ch}\left(\frac{d_у}{d_{у.б}} \operatorname{Arch} \frac{N_б}{N_у}\right), \\ N &= N_б \operatorname{ch}\left(\frac{d_б}{d_{у.б}} \operatorname{Arch} \frac{N_у}{N_б}\right). \end{aligned}\right\} \tag{2-64б}$$

Случай 3. Области $И_1$ и $И_2$ занимают боковое и центральное положение на пластине, центр области $И$ расположен на прямой, соединяющей точки $(\varepsilon_б, \eta_б)$, $(\varepsilon_ц, \eta_ц)$ (рис. 2-8, *б*).

Заменив в уравнениях (2-63а) и (2-63б) индексы 1 и 2 на индексы «б» и «ц», получим:

$$\left.\begin{aligned} N &= N_б \operatorname{ch}\left(\frac{d_б}{d_{б.ц}} \operatorname{Arch}\frac{N_ц}{N_б}\right), \\ N &= N_ц \operatorname{ch}\left(\frac{d_ц}{d_{б.ц}} \operatorname{Arch}\frac{N_б}{N_ц}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}64в)$$

Если центр области $И$ не расположен на прямой, соединяющей центры какой-либо пары областей $И_ц$, $И_б$, $И_у$, то производится дополнительное построение, с помощью которого находится положение центра вспомогательной области $И_0$ (рис. 2-8, *в*). Значение критерия N_0 для этой области легко найти с помощью формул (2-64б):

$$\left.\begin{aligned} N_0 &= N_у \operatorname{ch}\left(\frac{d_у}{d_{у.б}} \operatorname{Arch}\frac{N_б}{N_у}\right), \\ N_0 &= N_б \operatorname{ch}\left(\frac{d_б}{d_{у.б}} \operatorname{Arch}\frac{N_у}{N_б}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}65)$$

Когда значение N_0 определено, то критерий N для произвольного положения области $И$ нетрудно найти по формулам (2-64а) после замены в них индекса «у» на «0».

При расчетах критерия N по изложенному здесь методу следует различать два случая: 1) требуется найти значение критерия N для области $И$; 2) требуется найти значение критерия N в любой точке i на пластине.

В первом случае критерий N зависит от параметров γ и $\frac{r_0}{L_0}$, которые рассчитываются по формулам (2-54) — (2-56). Зная γ и $\frac{r_0}{L_0}$, по табл. 2-3 и формулам (2-53) находят значение критерия N.

Во втором случае критерий N зависит от параметров γ, $\frac{r_0}{L_0}$, $\frac{r}{L_0}$, которые также рассчитываются по формулам (2-54)—(2-56). Из этих формул следует, что $\frac{r}{L_0}$ пропорционально расстоянию ϱ от источника до точки i, метод определения которого указан на рис. 2-8, *в* для трех основных положений области $И$ на пластине. Зная γ, $\frac{r_0}{L_0}$ и $\frac{r}{L_0}$, по табл. 2-4 и формулам (2-53) находят значение критерия N. Анализируя формулы (2-64а), (2-64б), (2-64в) и (2-65), нетрудно обобщить их и представить в виде:

$$N = N_k \operatorname{ch}\left(\frac{d_k}{d_{km}} \operatorname{Arch}\frac{N_m}{N_k}\right), \quad N = N_m \operatorname{ch}\left(\frac{d_m}{d_{km}} \operatorname{Arch}\frac{N_k}{N_m}\right), \qquad (2\text{-}66)$$

где k и m — индексы базовых источников, т. е. источников, для которых N известны; $k = (у, б, ц, о)$, $m = (у, б, ц, о)$, но $k \neq m$.

2-7. Источники энергии, занимающие область в виде полосы на прямоугольной пластине

Часто на шасси в один или несколько рядов располагают одинаковые детали, рассеивающие равные мощности. Такой ряд иногда можно рассматривать как сплошную полосу. При охлаждении шасси с помощью напаянных на него труб с циркулирующей жидкостью труба является стоком энергии, также имеющим вид полосы. Температурное поле пластины в таких случаях практически изменяется только в одном направлении. От полосы тепловой поток передается кондуктивно в пластину и затем рассеивается ее поверхностями в окружающую среду. Пусть размеры пластины L_1 и L_2, толщина δ, ширина полосы равна $2r_0$, координаты ее центра ε (рис. 2-9). Теплообмен открытых поверхностей полосы с окружающей средой отсутствует; коэффициент теплопроводности материала пластины λ, а сумма полных коэффициентов теплоотдачи обеих поверхностей пластины α. Будем рассматривать температурное поле пластины отдельно для левой (л) и правой (п) частей по отношению к полосе. Температура перегрева пластины ϑ может быть определена из дифференциального уравнения

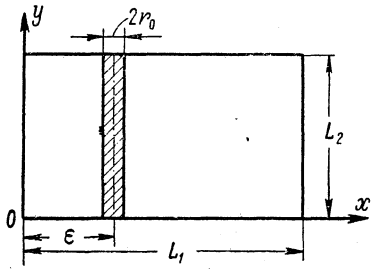


Рис. 2-9. Прямоугольная пластина с источником или стоком энергии, занимающим область в виде полосы.

$$\frac{d^2\vartheta_i}{dx^2} - b^2\vartheta_i = 0; \quad \vartheta_i = t_i - t_c; \quad b^2 = \frac{\alpha}{\lambda\delta} \quad (i = \text{л},\ \text{п}), \qquad (2\text{-}67)$$

при следующих граничных условиях:

$$\left.\begin{aligned} -\delta L_2\lambda \left.\frac{d\vartheta_\text{п}}{dx}\right|_{x=\varepsilon+r_0} &= P_\text{п}, \\ -\delta L_2\lambda \left.\frac{d\vartheta_\text{л}}{dx}\right|_{x=\varepsilon-r_0} &= P_\text{л}, \\ \left.\frac{d\vartheta_\text{п}}{dx}\right|_{x=L_1} = \left.\frac{d\vartheta_\text{л}}{dx}\right|_{x=0} &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}68)$$

где $P_\text{п}$ и $P_\text{л}$ — тепловые потоки, поступающие в правую и левую части шасси. Последние два уравнения системы (2-68) найдены из предположения, что потери с торцов шасси малы и их можно считать равными нулю.[1]

Так как полоса не участвует в теплообмене со средой, а температурное поле полосы равномерное, то

$$P = P_\text{п} + P_\text{л}, \quad \vartheta_\text{п}|_{x=\varepsilon+r_0} = \vartheta_\text{л}|_{x=\varepsilon-r_0}, \qquad (2\text{-}69)$$

где P — полная мощность источника энергии.

[1] Если при расчетах увеличить размеры шасси на толщину δ, т. е. $L_1' = L_1 + \delta$; $L_2' = L_2 + \delta$, то теплообмен с торцов практически будет учтен.

Решение системы уравнений (2-67) и (2-68) может быть представлено в виде

$$\vartheta_i(x) = F_i(x)\, P \quad (i = \text{л},\ \text{п}), \tag{2-70}$$

где коэффициенты $F(x)$ равны:

$$\left.\begin{aligned}
&\text{для}\quad 0 \leqslant \frac{x}{L_1} \leqslant \frac{\varepsilon - r_0}{L_1}\\
&F_{\text{л}}\left(\frac{x}{L_1}\right) = \frac{1}{B}\operatorname{ch}\gamma\frac{x}{L_1}\operatorname{ch}\gamma\left(1-\frac{\varepsilon+r_0}{L_1}\right),\\
&\text{для}\quad \frac{\varepsilon+r_0}{L_1} \leqslant \frac{x}{L_1} \leqslant 1\\
&F_{\text{п}}\left(\frac{x}{L_1}\right) = \frac{1}{B}\operatorname{ch}\gamma\frac{\varepsilon-r_0}{L_1}\operatorname{ch}\gamma\left(1-\frac{x}{L_1}\right),\\
&B = \lambda\delta\frac{L_2}{L_1}\operatorname{sh}\gamma\left(1-\frac{2r_0}{L_1}\right);\quad \gamma = \sqrt{\mathrm{Bi}} = \sqrt{\frac{\alpha L_1^2}{\lambda\delta}}.
\end{aligned}\right\} \tag{2-71}$$

Если на шасси в ряд расположено m деталей, площади оснований которых равны S и ими рассеивается одинаковая мощность, то ширину $2r_э$ эквивалентной полосы будем выбирать приближенно, исходя из равенства удельной мощности q одной детали и удельной мощности $q_э$ эквивалентной полосы:

$$q = q_э = \frac{P}{S} = \frac{mP}{2r_э L_2}.$$

Тогда

$$r_э = \frac{mS}{2L_2}. \tag{2-72}$$

Пример 2-4.

Найти температурное поле квадратной пластины, в углу которой расположена область $И$ с равномерным тепловыделением. Размер пластины L_1, ее толщина δ, коэффициент теплопроводности λ и сумма полных коэффициентов теплоотдачи α обеих поверхностей пластины таковы, что

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha L_1^2}{\lambda\delta} = 5{,}00.$$

Размеры области $И$ равны

$$\frac{l_1}{L_1} = \frac{l_2}{L_1} = 0{,}1.$$

Найти распределение температуры по линиям *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, *6*, *7*, параллельным оси абсцисс (рис. 2-10, *б*); температуры представить в виде критерия

$$N = \frac{(t - t_c)\lambda\delta}{P}.$$

Решение.

1. Выпишем относительные размеры пластины и области $И$:

$$\frac{L_2}{L_1} = 1;\quad \frac{l_1}{L_1} = \frac{l_2}{L_1} = 0{,}1;\quad \frac{l_и}{L_1} = 0{,}1.$$

По формулам (2-58) найдем a, A, k_y:

$$a = \frac{1}{\sqrt{1+1}} = 0{,}708; \quad A = \frac{1}{\pi}(1 - 0{,}01) = 0{,}315; \quad k_y = \frac{4 \cdot 0{,}315}{1 - (0{,}0708)^2} = 1{,}265.$$

2. По формулам (2-54) находим γ_y и $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y$:

$$\gamma_y = \sqrt{5 \cdot 1{,}265} = 2{,}51; \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y = 0{,}1 \cdot 0{,}708 \cong 0{,}071.$$

3. Вначале найдем распределение температуры по линии *1* (рис. 2-10) при тех значениях $\left(\frac{r}{L_0}\right)_y$, которые имеются в табл. 2-4, а соответствующие значения $\left(\frac{x}{L_1}\right)$ определим из формулы (2-54):

$$\frac{x}{L_1} = \sqrt{\left[\frac{1}{a}\left(\frac{r}{L_0}\right)_y\right]^2 - \left(\frac{y}{L_1}\right)^2}.$$

Дальнейшие расчеты сведены в табл. 2-5 для случая, когда ордината имеет фиксированное значение $\frac{y}{L_1} = 0{,}05$. Там же указаны значения критериев φ, найденные по табл. 2-4 для $\gamma = 2{,}51$ и $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y = 0{,}071$, и значения критерия N_y, рассчитанные по формуле (2-53).

4. Для значений $\gamma_y = 2{,}51$ и $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y = 0{,}071$ по табл. 2-3 находим параметр φ, а по формуле (2-53) — значение критерия N_y в области *И*:

$$\varphi = 0{,}63; \quad N_y = 1{,}26.$$

Таблица 2-5

Расчет критерия N_y

$\frac{y}{L_1}$	0,05				
$\left(\frac{r}{L_0}\right)_y$	0,1	0,2	0,3	0,6	1,0
$\frac{1}{a}\left(\frac{r}{L_0}\right)_y$	0,1415	0,283	0,424	0,848	1,415
$\left(\frac{1}{a} \cdot \frac{r}{L_0}\right)_y^2$	0,020	0,080	0,180	0,720	2,00
$\left(\frac{x}{L_1}\right)^2$	$1{,}75 \cdot 10^{-2}$	$7{,}75 \cdot 10^{-2}$	$17{,}75 \cdot 10^{-2}$	$71{,}75 \cdot 10^{-2}$	$200 \cdot 10^{-2}$
$\frac{x}{L_1}$	0,132	0,278	0,421	0,843	1,41
φ	0,52	0,315	0,212	0,086	0,053
N_y	1,04	0,630	0,424	0,172	0,106

5. Наносим на график $N = N\left(\frac{x}{L_1}\right)$ соответствующие точки для линии $\frac{y}{L_1} = 0{,}05$ (кривая *1*, рис. 2-10, *а*).

6. Имея кривую *1* рис. 2-10, *а*, нетрудно графическим путем построить семейство кривых $N = N\left(\frac{x}{L_1}\right)$ для разных значений $\frac{y}{L_1}$. Сущность графического построения семейства кривых состоит в следующем. Начертив на пластине ряд концентрических окружностей, радиус которых равен $\frac{r}{L_0}$, находим значение критерия N в месте пересечения кривой *1* с окружностью. Это значение будут также иметь все точки, образованные пересечением данной окружности с кривыми *2*, *3*, *4* и т. д. Координаты этих точек известны, так как ордината $\frac{y}{L_0}$ и абсцисса $\frac{x}{L_0}$ представлены непосредственно на схеме пластины (рис. 2-10, *б*).

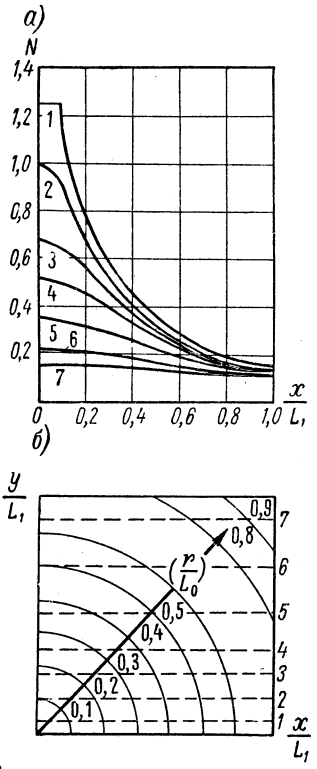


Рис. 2-10. Распределение температуры в прямоугольной пластине (результаты приближенного решения задачи).

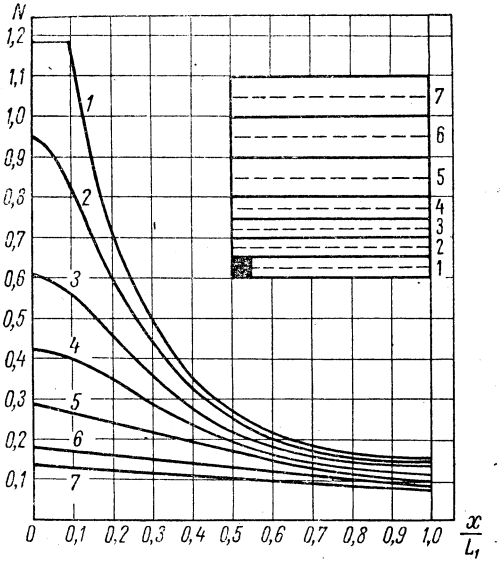


Рис. 2-11. Распределение температуры в прямоугольной пластине (результаты решения задачи на гидроинтеграторе).

Таким образом, можно построить семейство кривых *2*, *3*, . . ., *7*, рассчитав предварительно только одну кривую *1*.

На рис. 2-10, *а* представлены результаты расчетов температурного поля пластины по изложенному выше методу; на рис. 2-11 показано распределение температуры в пластине, полученное с помощью гидроинтегратора. Сопоставив кривые рис. 2-10, *а* и 2-11, приходим к выводу, что приближенный метод дает возможность определить критерий N или тепловое сопротивление пластины с погрешностью примерно 10%, что вполне достаточно для технических целей.

Пример 2-5.

Найти тепловые коэффициенты в различных точках дюралюминиевого квадратного шасси ($\lambda = 170$ *вт/м·град*), сторона которого равна $L_1 = 0{,}2$ *м*, а толщина $\delta = 0{,}2$ *см* $= 2 \cdot 10^{-3}$ *м*. В углу шасси смонтирован трансформатор, основание которого имеет форму квадрата со стороной $l = 4$ *см*. Шасси находится в кожухе аппарата, конвекция естественная, сумма полных коэффициентов теплоотдачи обеих

поверхностей шасси равна $\alpha = 21$ *вт/м²·град*. При решении задачи предположить, что тепловой поток от трансформатора рассеивается только через его основание в шасси. Теплообмен со средой свободных поверхностей трансформатора и части шасси, занятой трансформатором, во внимание не принимать.

Решение.

1. Выпишем относительные размеры шасси и области *И*:

$$\frac{L_2}{L_1} = 1; \quad \frac{l_1}{L_1} = \frac{l_2}{L_1} = 0{,}2; \quad \frac{l}{L_1} = 0{,}2.$$

По формулам (2-58) найдем a, A и k_y:

$$a = 0{,}708; \quad A = \frac{1}{\pi}(1 - 0{,}04) = 0{,}305; \quad k_y = \frac{4 \cdot 0{,}305}{1 - (0{,}142)^2} = 1{,}245.$$

2. По формулам (2-57) и (2-54) находим Bi, γ_y и $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y$:

$$\mathrm{Bi} = \frac{21 \cdot 4 \cdot 10^{-2}}{170 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 2{,}5; \quad \gamma_y = \sqrt{2{,}5 \cdot 1{,}245} = 1{,}76; \quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_y = 0{,}2 \cdot 0{,}708 = 0{,}142.$$

3. По табл. 2-3 и формулам (2-52) и (2-53) находим φ, N_y и тепловой коэффициент F_y шасси в районе источника:

$$\varphi = 0{,}592; \quad N_y = 1{,}18; \quad F_y = 3{,}45 \ \textit{град/вт}.$$

4. Найдем тепловые коэффициенты в следующих точках на поверхности пластины:

$$\frac{y}{L_1} = 0{,}3; \quad \frac{x}{L_1} = 0{,}3 \ \text{и} \ \frac{x}{L_1} = 0{,}79.$$

По формуле (2-54) находим значение $\left(\frac{r}{L_0}\right)_y$ в этих двух точках; по табл. 2-4 и по формулам (2-52) и (2-53) рассчитываем тепловые коэффициенты в этих точках. Результаты расчетов представлены ниже.

$\frac{x}{L_1}$	$\frac{y}{L_1}$	$\left(\frac{r}{L_0}\right)_y$	φ	N_y	F *град/вт*
0,30	0,30	0,30	0,355	0,71	2,08
0,79	0,30	0,60	0,205	0,41	1,21

Пример 2-6.

На прямоугольном дюралюминиевом шасси ($\lambda = 170$ *вт/м·град*) толщиной $\delta = 1{,}25$ *мм*, длиной $L_1 = 45$ *см* и шириной $L_2 = 25$ *см* смонтирована деталь, имеющая прямоугольное основание $l_1 = 8{,}0$ *см* и $l_2 = 10$ *см*. Координаты центра детали $\varepsilon = 15$ *см*, $\eta = 10$ *см*. Предполагается, что мощность источника энергии детали $P = 50$ *вт*, а энергия рассеивается только через шасси: стенки детали и часть шасси под деталью в теплообмене не участвуют. Шасси ориентировано горизонтально и расположено в воздушной среде с $t_c = 20°$ С, давление нормальное, охлаждение естественное. Поверхность шасси покрыта черной нитроэмалью, степень черноты которой 0,9. Требуется определить температуру на поверхности детали и в точках: 1) $x_1 = 25$ *см*; $y_1 = 7{,}5$ *см*; 2) $x_2 = 35$ *см*; $y_2 = 12{,}5$ *см*.

Решение.

1. Определим коэффициент теплоотдачи и среднюю температуру шасси при $P = 50$ *вт*. Для этого найдем коэффициенты теплоотдачи для двух произвольно выбранных значений температур шасси и построим зависимость коэффициента теплоотдачи от средней температуры шасси и от мощности, рассеиваемой шасси Расчет следует вести в той последовательности, как это указано в примерах 1-2 и 1-3.

Задаем среднюю температуру перегрева шасси $\bar{\vartheta} = 10$ *град* и по формулам (1-10), (1-11) определяем конвективные и радиационные составляющие коэффициентов теплоотдачи:

$$A_2 = 1{,}37\ вт \cdot м^{1/4}/град^{5/4};\quad (\bar{t} - t_c)^{1/4} = 10^{1/4} = 1{,}77\ град^{1/4};$$

$$(L_2)^{1/4} = (0{,}25)^{1/4} = 0{,}707\ м^{1/4}.$$

Конвективные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{кв}$ и $\alpha_{кн}$ верхней и нижней частей пластины равны:

$$\alpha_{кв} = 1{,}30 \cdot 1{,}37 \frac{1{,}77}{0{,}707} = 4{,}45\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{кн} = 0{,}70 \cdot 1{,}37 \frac{1{,}77}{0{,}707} = 2{,}40\ вт/м^2 \cdot град.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением найдем по формуле (1-35):

$$f\,(30{,}20) = 6{,}05\ вт/м^2 \cdot град;\quad \alpha_л = 0{,}9 \cdot 6 = 5{,}45\ вт/м^2 \cdot град.$$

Полные коэффициенты теплоотдачи верхней и нижней поверхностей пластины равны:

$$\alpha_в = 9{,}90\ вт/м^2 \cdot град;\quad \alpha_н = 7{,}85\ вт/м^2 \cdot град.$$

Сумма коэффициентов теплоотдачи обеих сторон пластины равна:

$$\alpha = \alpha_в + \alpha_н = 17{,}7\ вт/м^2 \cdot град.$$

Теплоотдающая поверхность пластины равна[1]:

$$S = (45 \cdot 25 - 8 \cdot 10)\ см^2 = 1045\ см^2 = 0{,}1045\ м^2.$$

Рассеиваемая шасси мощность при заданной средней температуре $\bar{\vartheta} = 10$ *град* равна:

$$P = \alpha \bar{\vartheta} S = 17{,}7 \cdot 10 \cdot 0{,}1045 = 18{,}5\ вт.$$

Проведем аналогичный расчет для более высокой температуры перегрева шасси, например $\bar{\vartheta} = 30$ *град*:

$$A_2 = 1{,}35\ вт \cdot м^{1/4}/град^{5/4};\quad (\bar{\vartheta})^{1/4} = 30^{1/4} = 2{,}34\ град^{1/4};$$

$$\alpha_{кв} = 1{,}30 \cdot 1{,}35 \frac{2{,}34}{0{,}707} = 5{,}8\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{кн} = 0{,}70 \cdot 1{,}35 \frac{2{,}34}{0{,}707} = 3{,}12\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$f\,(50{,}20) = 6{,}67\ вт/м^2 \cdot град;\quad \alpha_л = 6{,}00\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha = \alpha_{кв} + \alpha_{кн} + 2\alpha_л = 5{,}8 + 3{,}12 + 2 \cdot 6{,}0 = 20{,}9\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$P = 20{,}9 \cdot 30 \cdot 0{,}1045 = 65\ вт.$$

Определим среднюю температуру перегрева $\bar{\vartheta}$ шасси и сумму коэффициентов теплоотдачи для заданной мощности $P = 50$ *вт*. Для этого по данным расчета построим графически зависимости $\bar{\vartheta} = \bar{\vartheta}(P)$ и $\alpha = \alpha(P)$ (рис. 2-12); по графикам находим: $\alpha = 19{,}8$ *вт/м²·град*; $\bar{\vartheta} = 25$ *град*. .

---

[1] В расчетах следует учитывать только верхнюю (или нижнюю) часть полной теплоотдающей поверхности, так как при расчете полного коэффициента теплоотдачи был уже учтен теплообмен другой части пластины.

2. Найдем относительные размеры шасси и источника и определим значение критерия Био по формуле (2-57):

$$\frac{L_2}{L_1}=0{,}555;\quad \frac{l_1}{L_1}=0{,}178;\quad \frac{l_2}{L_1}=0{,}222;\quad \frac{l}{L_1}=\frac{l_1}{L_1}=0{,}178;$$

$$\mathrm{Bi}=\frac{19{,}8\cdot 2{,}02\cdot 10^{-1}}{170\cdot 1{,}25\cdot 10^{-3}}=18{,}8.$$

Центр детали лежит примерно на линии, соединяющей центры углового и центрального положения детали на шасси. Вычислим критерий N для углового ($N_\text{у}$) и центрального ($N_\text{ц}$) положения детали на шасси.

3. По формулам (2-58) находим параметры a, A, $k_\text{у}$ и $k_\text{ц}$:

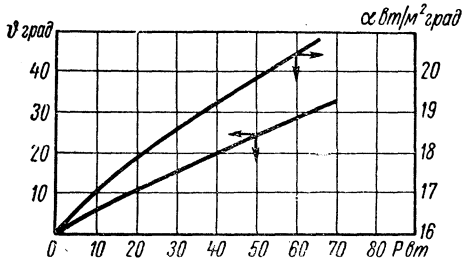


Рис. 2-12. Зависимость среднеповерхностной температуры пластины и ее коэффициента теплоотдачи от мощности источников энергии.

$$a=\frac{1}{\sqrt{1+0{,}555^2}}=0{,}875;$$

$$A=\frac{1}{\pi}(0{,}555-0{,}178\cdot 0{,}222)=0{,}164;$$

$$k_\text{у}=\frac{4\cdot 0{,}164}{1-(0{,}178\cdot 0{,}875)^2}=0{,}672;$$

$$k_\text{ц}=\frac{0{,}164}{1-(2\cdot 0{,}178\cdot 0{,}875)^2}=0{,}182.$$

4. По формулам (2-54) и (2-56) находим параметры γ и $\frac{r_0}{L_0}$:

$$\gamma_\text{у}=\sqrt{18{,}8\cdot 0{,}672}=3{,}55;\quad \gamma_\text{ц}=\sqrt{18{,}8\cdot 0{,}182}=1{,}85;$$

$$\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_\text{у}=0{,}178\cdot 0{,}875=0{,}156;\quad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_\text{ц}=0{,}156.$$

5. По табл. 2-3 и формулам (2-53) находим значение критериев $N_\text{у}$ и $N_\text{ц}$ в районе расположения детали: $\varphi_\text{у}=0{,}335$, $N_\text{у}=0{,}67$; $\varphi_\text{ц}=0{,}535$, $N_\text{ц}=0{,}27$.

6. Найдем значение критерия N для рассматриваемого положения детали. В данном случае центр детали находится на линии, соединяющей центры углового и центрального положения детали на шасси, поэтому можно воспользоваться формулой (2-64а):

$$\frac{d_\text{ц}}{d_\text{уц}}=\frac{\sqrt{(22{,}5-15)^2+(17{,}5-10)^2}}{\sqrt{(22{,}5-4)^2+(17{,}5-5)^2}}=0{,}396;$$

$$\frac{N_\text{у}}{N_\text{ц}}=2{,}48;$$

$$N=0{,}27\ \mathrm{ch}\ (0{,}396\ \mathrm{Arch}\ 2{,}48)=0{,}27\cdot 1{,}196=0{,}328.$$

7. Найдем значение N (x_1, y_1) для точки $i=i$ (x_1, y_1); как следует из рис. 2-8,*в*, расстояния ϱ от центра (ц) шасси до точки i ($\varrho_\text{ц}$) и от угла (у) шасси до точки i ($\varrho_\text{у}$) равны:

$$\varrho_\text{ц}=\sqrt{(22{,}5-25)^2+(12{,}5-7{,}5)^2}=5{,}6\ см;\quad \frac{\varrho_\text{ц}}{L_1}=0{,}124;$$

$$\varrho_\text{у}=\sqrt{(0-25)^2+(0-7{,}5)^2}=26{,}1\ см;\quad \frac{\varrho_\text{у}}{L_1}=0{,}58.$$

По формулам (2-56) и (2-54) находим относительные расстояния:

$$\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 2 \cdot 0{,}875 \cdot 0{,}124 = 0{,}217; \quad \left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}875 \cdot 0{,}58 = 0{,}506.$$

По табл. 2-4 и формулам (2-53) находим для $\gamma_{\text{ц}} = 1{,}85$: $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 0{,}156$; $\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 0{,}217$; $\varphi_{\text{ц}1} = 0{,}436$ и $N_{\text{ц}1} = 0{,}5 \cdot 0{,}43 = 0{,}218$; для $\gamma_{\text{у}} = 3{,}55$: $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}156$; $\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}506$; $\varphi_{\text{у}1} = 0{,}083$ и $N_{\text{у}1} = 2 \cdot 0{,}08 = 0{,}16$.

По формулам (2-64а) находим N_1. Для этого следует определить расстояния $d_{\text{у}}$ и $d_{\text{уц}}$ (рис. 2-8, *б*):

$$d_{\text{у}} = \sqrt{(15-4)^2 + (10-5)^2} = 12{,}1 \text{ см};$$

$$d_{\text{уц}} = \sqrt{(22{,}5-4)^2 + (12{,}5-5)^2} = 20{,}0 \text{ см};$$

$$N_1 = 0{,}166 \operatorname{ch}\left(\frac{12{,}1}{20{,}0} \operatorname{Arch} \frac{0{,}218}{0{,}166}\right) = 0{,}184.$$

8. В том же порядке проводим расчет $N_2 = N(x_2, y_2)$:

$$\varrho_{\text{ц}} = \sqrt{(22{,}5-35)^2 + (12{,}5-12{,}5)^2} = 12{,}5 \text{ см}; \frac{\varrho_{\text{ц}}}{L_1} = 0{,}278;$$

$$\varrho_{\text{у}} = \sqrt{(0-35)^2 + (0-12{,}5)^2} = 37{,}0 \text{ см}; \quad \frac{\varrho_{\text{у}}}{L_1} = 0{,}826;$$

$$\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 2 \cdot 0{,}875 \cdot 0{,}278 = 0{,}486; \quad \left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}875 \cdot 0{,}826 = 0{,}725.$$

Для $\gamma_{\text{ц}} = 1{,}85$: $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 0{,}156$; $\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{ц}} = 0{,}486$ $\varphi_{\text{ц}2} = 0{,}252$; $N_{\text{ц}2} = 0{,}5 \cdot 0{,}247 = 0{,}126$; для $\gamma_{\text{у}} = 3{,}55$: $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}56$; $\left(\frac{r}{L_0}\right)_{\text{у}} = 0{,}725$; $\varphi_{\text{у}2} = 0{,}031$; $N_{\text{у}2} = 2 \cdot 0{,}031 = 0{,}062$;

$$N_2 = 0{,}062 \operatorname{ch}\left(\frac{12{,}1}{20{,}0} \operatorname{Arch} \frac{0{,}126}{0{,}062}\right) = 0{,}084.$$

9. По формулам (2-52) найдем тепловые коэффициенты в точках (x, y), (x_1, y_1) и (x_2, y_2):

$$F(x, y) = 1{,}52 \text{ град/вт}; \quad F(x_1, y_1) = 0{,}860 \text{ град/вт};$$
$$F(x_2, y_2) = 0{,}395 \text{ град/вт}.$$

10. По формуле (2-20) найдем температуры на поверхности пластины в тех же точках при $P = 50$ *вт*:

$$t(x, y) = 20 + 50 \cdot 1{,}52 = 96^\circ \text{ C},$$

$$t(x_1, y_1) = 20 + 50 \cdot 0{,}860 = 63^\circ \text{ C},$$
$$t(x_2, y_2) = 20 + 50 \cdot 0{,}395 = 40^\circ \text{ C}.$$

Пример 2-7.

В центре прямоугольной текстолитовой ($\lambda = 0{,}17$ *вт/м·град*) платы с размерами $L_1 = 8$ *см*, $L_2 = 5$ *см*, $\delta = 1{,}2$ *мм* смонтирован кристаллический диод. Диаметр кристаллодержателя диода $2r_0 = 0{,}95$ *см*. Между платой и средой имеет место

естественная конвекция, полный коэффициент теплоотдачи обеих поверхностей $\alpha = 16{,}0$ *вт/м²·град*. Предполагая, что тепловая энергия рассеивается только через шасси, найти температуру корпуса диода для случая, когда активные потери в диоде составляют $P = 0{,}2$ *вт*.

Решение.

1. Выпишем относительные размеры шасси и области *И*:

$$\frac{L_2}{L_1} = 0{,}625; \quad \frac{r_0}{L_1} = 0{,}059; \quad a = \frac{1}{\sqrt{1 + (0{,}62\text{э})^2}} = 0{,}85.$$

2. По формуле (2-59) определяем $k_{\text{ц}}$:

$$k_{\text{ц}} = \frac{1}{3{,}14} \frac{0{,}625 - 3{,}14 \cdot 5{,}9^2 \cdot 10^{-4}}{1 - (0{,}059 \cdot 2 \cdot 0{,}85)^2} = 0{,}195.$$

По формулам (2-56) и (2-57) находим критерии Bi и γ:

$$\text{Bi} = \frac{64 \cdot 10^{-4} \cdot 16}{0{,}17 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-3}} = 501; \quad \gamma_{\text{ц}} = \sqrt{501 \cdot 0{,}195} = 9{,}9.$$

3. По формулам (2-56) и (2-59) рассчитываем размер источника $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{\text{ц}}$.

4. По табл. 2-3 находим критерий φ и по формуле (2-53) — $N_{\text{ц}}$:

$$\varphi(r_0) = 0{,}26; \quad N_{\text{ц}}(r_0) = 0{,}12.$$

По формуле (2-52) находим тепловой коэффициент

$$F_{\text{ц}}(r_0) = 636 \text{ } \textit{град/вт}.$$

5. По формуле (2-20) находим температуру перегрева корпуса диода:

$$t(r_0) - t_{\text{с}} = 0{,}2 \cdot 636 = 127 \text{ } \textit{град}$$

2-8. Замечания о точности приближенного аналитического метода расчета тепловых коэффициентов прямоугольных пластин

Решение задачи о температурном поле прямоугольной пластины с источником энергии, занимающим область *И* прямоугольной формы, было получено с помощью гидравлических аналогий на динамическом гидроинтеграторе системы Лукьянова, методами численного интегрирования и приближенным аналитическим методом.

Для пластин с различными значениями параметров $\frac{L_2}{L_1}$, $\frac{l_1}{L_1}$, $\frac{l_2}{L_1}$, $\frac{\varepsilon}{L_1}$, $\frac{\eta}{L_1}$ и Bi были построены температурные поля с помощью перечисленных выше трех методов. Сопоставление результатов приближенного аналитического метода расчета с результатами, полученными с помощью гидроинтегратора и численного интегрирования, позволяет сделать следующие выводы.

Погрешность в определении теплового коэффициента прямоугольной пластины по приближенному аналитическому методу в среднем равна 8—10% в области, где температурное поле изменяется значительно (в районе области *И*). На периферии пластины вдали от источника температура изменяется незначительно и абсолютные значения погрешности в определении температуры невелики, хотя относительные погрешности могут быть большими. Например, для точки $\frac{x}{L_1} =$

$= 0{,}7$ и $\frac{y}{L_1} = 0{,}9$ (кривая 7, рис. 2-10 и 2-11) приближенный расчет дает значение $N' = 0{,}13$, а численное интегрирование $N'' = 0{,}10$; расхождение результатов достигает примерно 30%.

Если предположить, что коэффициент теплопроводности равен 170 *вт/м·град* (дюралюминий), а толщина пластины $\delta = 0{,}2$ *см*, то по формуле (2-52) находим: $F' = 0{,}382$ *град/вт*, $F'' = 0{,}294$ *град/вт*.

Предполагая, что мощность источника энергии $P = 10$ *вт*, а температура среды $t_c = 20°$ С, по формуле (2-20) находим по двум методам температуру в этой точке:

$$t' = 20 + 3{,}8 = 23{,}8° \text{ С}; \quad t'' = 20 + 3{,}0 = 23{,}0° \text{ С}.$$

Разница между температурами, полученными по двум методам, практического значения не имеет. Таким образом, для расчетов температурного поля шасси предложенный выше приближенный метод вполне приемлем. Следует также отметить, что, несмотря на кажущуюся громоздкость приближенного метода расчета, с его помощью можно получить численный результат намного быстрее, чем с помощью численного интегрирования или метода гидро- или электроаналогий.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТЕПЛООБМЕН РАДИАТОРОВ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

3-1. Применение радиаторов при конструировании радиоэлектронных устройств

В радиоэлектронных устройствах довольно часто для интенсификации теплообмена применяют теплоотводящие радиаторы. В форме радиаторов изготовляют иногда стенки кожухов радиоэлектронных аппаратов и некоторые радиодетали (например, селеновые и меднозакисные выпрямители, термисторы большой мощности); радиаторы часто применяют для отвода тепла, выделяющегося в мощных полупроводниковых диодах, триодах и других радиоэлектронных устройствах.

При конструировании радиаторов обычно возникают следующие вопросы: какую мощность способен рассеять радиатор выбранной конфигурации и размеров; как изменяется рассеиваемая мощность в зависимости от числа ребер, их толщины, высоты, расстояния между ними, состояния поверхности, ее температуры, а также состояния окружающей среды. Не зная закономерностей теплообмена радиаторов, трудно выбрать их оптимальную конструкцию.

Конструкции различных радиаторов можно разбить на три группы А, В и С в соответствии с рис. 3-1. Радиаторы типа А применяются для интенсификации теплообмена кожуха радиоэлектронного

аппарата; радиаторы типов А и С используются в качестве охлаждающего элемента полупроводниковых диодов и триодов; конструкция некоторых полупроводниковых выпрямителей, по существу, совпадает с конструкцией радиатора типа В.

Теплообмен оребренных поверхностей изучается с начала XX в. Проводились как теоретические исследования процесса переноса тепла отдельными ребрами при заданных условиях теплообмена на поверхности (внутренняя задача) [Л. 3-1, 3-3, 3-4, 3-14], так и экспериментальное изучение коэффициентов теплоотдачи радиаторов во внешнюю среду [Л. 3-7, 3-9, 3-11]. В последние 20 лет наметилось третье направление в исследовании процесса теплообмена радиаторов: были сделаны попытки определить средний коэффициент теплоотдачи радиатора в целом, базируясь на известных закономерностях теплообмена с внешней средой тел простейших форм (пластины, цилиндры и т. д.) [Л. 3-5, 3-9, 3-10]. Однако недостаточно удачная схематизация сложного явления теплообмена радиаторов не позволила разработать надежный метод расчета их среднего коэффициента теплоотдачи. Ниже излагается инженерный метод расчета среднего коэффициента теплоотдачи радиаторов типов А, В и С в условиях естественной конвекции, предложенный Н. Н. Тарновским и автором.

3-2. Процесс теплообмена оребренных поверхностей

а) **Основные расчетные формулы.** Дальнейшие рассуждения будут справедливы для всех трех типов радиаторов, ориентированных

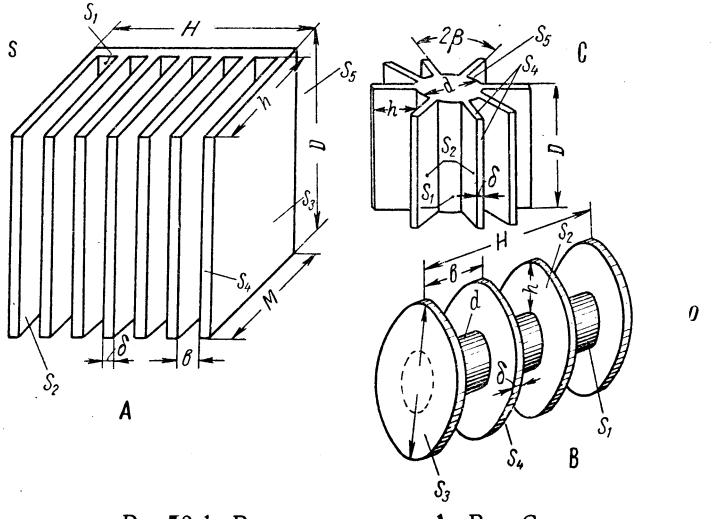


Рис. 3-1. Радиаторы типов А, В и С.

в пространстве так, как это показано на рис. 3-1, из которого ясны основные параметры радиатора и их обозначения. Процесс конвективного и лучистого теплообмена различных поверхностей радиатора не всегда может быть описан одинаковыми формулами. Разобьем всю

поверхность радиатора на n частей: S_1 — площадь поверхностей оснований радиатора, заключенных между ребрами; S_2 — площадь поверхностей ребер радиатора, обращенных друг к другу; S_3 — площадь наружных поверхностей ребер; S_4 — площадь всех торцовых поверхностей ребер; S_5 — площадь неоребренной наружной поверхности основания радиатора типа А. Процесс конвективного и лучистого теплообмена этих поверхностей в общем случае описывается различными формулами, вид которых будет установлен ниже.

В пределах каждой поверхности i будем считать значения температур и коэффициента теплоотдачи не зависящими от координат. В общем случае коэффициенты теплоотдачи (α_i) и температуры (t_i) поверхностей i различны. Мощность P, рассеиваемая в среду всей поверхностью радиатора, может быть вычислена по формуле

$$P = \sum_{i=1}^{n} P_i = \sum_{i=1}^{n} [\alpha_{i\text{к}} (t_i - t_{i\text{c}}) S_i + \alpha_{i\text{л}} (t_i - t_\text{c}) S_i], \qquad (3\text{-}1)$$

где P_i — мощность, рассеиваемая i-той поверхностью;

$\alpha_{i\text{к}}$, $\alpha_{i\text{л}}$ — конвективная и радиационная составляющие коэффициента теплоотдачи i-той поверхности;

$t_{i\text{c}}$ — температура среды между ребрами;

t_c — температура среды в пространстве, достаточно удаленном от радиатора;

n — число поверхностей в конструкции.

Введем обозначение

$$L_i = \frac{t_i - t_{i\text{c}}}{t_i - t_\text{c}} \qquad (3\text{-}2)$$

и перепишем уравнение (3-1) в следующем виде:

$$P = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i (t_i - t_\text{c}) S_i, \qquad (3\text{-}3)$$

$$\alpha_i = \alpha_{i\text{к}} L_i + \alpha_{i\text{л}}, \qquad (3\text{-}4)$$

где α_i — эффективный коэффициент теплоотдачи i-той поверхности.

Обычно температуры t_i отдельных поверхностей радиатора неизвестны, поэтому вместо t_i будем рассматривать среднеповерхностную температуру радиатора t_s. Тогда формула (3-3) примет вид:

$$P = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i (t_s - t_\text{c}) S_i, \qquad (3\text{-}5)$$

и в формуле (3-2) вместо t_i следует записать t_s.

Рассеиваемая радиатором мощность может быть вычислена по формуле (3-5), если известны значения коэффициентов теплоотдачи отдельных (i) элементов конструкции и температура среды в пространстве между ребрами.

б) Температура среды между ребрами. В пространство между двумя соседними ребрами в процессе естественной конвекции поступает газ или жидкость с температурой t_c. В результате соприкосновения с нагретыми поверхностями ребер среда нагревается до некоторой

температуры, различной в разных точках пространства между ребрами. При этом среднее значение температуры среды в ограниченном пространстве будет выше температуры среды на значительном расстоянии от нагретых поверхностей, что уменьшает величину температурного напора на поверхности ребер и снижает тем самым конвективную теплоотдачу этих поверхностей. Взаимное влияние двух нагретых поверхностей на процесс теплообмена будет изменяться с расстоянием между поверхностями. Это влияние станет значительным, когда расстояние между соседними ребрами близко к удвоенной толщине пограничного слоя нагретых поверхностей. Средняя температура среды между нагретыми поверхностями зависит не только от их взаимного расположения, но и от ориентации в пространстве.

Рассмотрим конвективный теплообмен между двумя вертикальными плоскостями. Предположим, что для определения температуры среды в точке (x, y) пространства возможно в первом приближении ограничиться решением задачи о естественной конвекции равномерно нагретой полубесконечной плоской стенки. Пусть начало координат расположено на поверхности полубесконечной стенки, ось x направлена вертикально вдоль стенки, а ось y — перпендикулярно к стенке.

Известна следующая аналитическая зависимость между температурой $t_{ic}(x, y)$ в точке (x, y) пространства около полубесконечной стенки и физическими свойствами среды [Л. 3-12]:

$$\frac{t_{ic}(x, y) - t_c}{t_s - t_c} = \Gamma(\eta), \tag{3-6}$$

$$\eta = \frac{y}{x}(\mathrm{Cr}_x)^{\frac{1}{4}}, \quad \mathrm{Cr}_x = \frac{g\beta x^3 (t_s - t_c)}{\nu_m^2}, \tag{3-7}$$

где Cr_x — критерий Грасгофа.

Зная зависимость критерия Γ от критерия η, можно найти распределение температуры в ламинарном пограничном слое воздуха и оценить температуру в некоторой средней точке между ребрами. Температуру в этой точке будем называть температурой t_{ic} среды между ребрами.

Нетрудно показать, что между критериями Γ и L справедлива следующая зависимость:

$$L(\eta) = 1 - \Gamma(\eta) = \frac{t_s - t_{ic}}{t_s - t_c}.$$

Тогда

$$t_{ic} = t_s - (t_s - t_c) L(\eta). \tag{3-8}$$

Таким образом, задача свелась к определению зависимости между критериями L и η. При расчете η для радиаторов типов А, В и С (рис. 3-1) среднюю точку в пространстве между ребрами будем определять следующим образом:

$$y = 0{,}5b, \quad x = 0{,}5D,$$

где b — расстояние между ребрами в *мм*;

D — протяженность ребра (радиаторы типов А и С) или его диаметр (радиатор типа В) в *мм*.

Тогда η примет вид:

$$\eta = A_4(t_m) b_{\text{мм}} \frac{(t_s - t_c)^{\frac{1}{4}}}{D_{\text{мм}}^{\frac{1}{4}}},$$

$$A_4(t_m) = 1{,}87 \cdot 10^{-2} \left(\frac{g\beta}{\nu_m^2}\right)^{\frac{1}{4}} \left[1/мм^{\frac{3}{4}} град^{\frac{1}{4}}\right], \qquad (3\text{-}9)$$

где $A_4(t_m)$ — параметр, учитывающий свойства окружающей среды [Л. 3-12] при температуре

$$t_m = 0{,}5(t_s + t_c).$$

Для воздуха значения параметра $A_4(t_m)$ приведены ниже в форме, удобной для расчетов:

t_m° C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180
A_4	0,395	0,375	0,360	0,350	0,335	0,325	0,315	0,303	0,293	0,280	0,260	0,250	0,235	0,225

Зависимость критерия L от η для воздуха представлена в таком же виде [Л. 3-12]:

η	0	0,2	0,5	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
L	0	0,095	0,245	0,390	0,480	0,680	0,815	0,895	0,935	0,960	0,980	0,990

Так как температура среды около поверхностей S_3, S_4, S_5 равна t_c, а около поверхностей S_1 и S_2 — t_{ic} (рис. 3-1), то

$$L_1 = L_2 = L(\eta), \quad L_3 = L_4 = L_5 = 1. \qquad (3\text{-}10)$$

в) Расчет коэффициентов теплоотдачи. Конвективный коэффициент теплоотдачи α_{ik} в формуле (3-4) для вертикально ориентированных плоских или цилиндрических поверхностей может быть найден по формуле (1-9); для горизонтально ориентированной поверхности, обращенной вверх, — по формуле (1-10); для горизонтально ориентированной поверхности, обращенной вниз, — по формуле (1-11). Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{4к}$ торцовых поверхностей можно в первом приближении принимать равным $\alpha_{3к}$.

Радиационный коэффициент теплоотдачи i-той части поверхности радиатора определяется по формуле (1-35):

$$\alpha_{iл} = \varepsilon_{\text{пр}\,ic} f(t_i, t_c)\, \varphi_{ic}.$$

Если тепловое излучение поверхности радиатора не экранировано соседними поверхностями, то $\varphi_{ic} = 1$. Например, для радиатора, не помещенного в кожух аппарата,

$$\varphi_{3c} = \varphi_{4c} = \varphi_{5c} = 1. \qquad (3\text{-}11)$$

При расчете коэффициента облученности взаимно экранирующих друг друга поверхностей используем метод Поляка, справедливый для замкнутой системы тел [Л. 3-8].

Будем предполагать, что для радиаторов типов А и С количество тепла, рассеиваемого излучением через торцовые замыкающие поверхности, мало по сравнению с теплом, рассеиваемым излучением через основную замыкающую поверхность [1]. Обозначим площадь замыкающей поверхности через K и используем понятие взаимной поверхности H_{12} облучения

$$H_{12} = \varphi_{12} F_1, \tag{3-12}$$

где F_1 — площадь излучающей поверхности.

Можно показать, что для радиатора типа А

$$H_{12} = K = bD;$$

для радиатора типа С

$$H_{12} = K = 2D\,(r + h)\sin\beta,$$

где r — радиус цилиндра, несущего ребра;

h — высота ребра;

β — угол раствора ребер.

Площади поверхностей, заключенных между двумя соседними ребрами, будут равны: для радиатора типа А

$$F_1 = D\,(b + 2h);$$

для радиатора типа С

$$F_1 = 2D\,(r\beta + h).$$

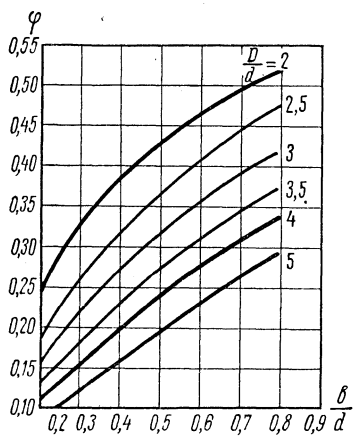


Рис. 3-2. Зависимости φ от $\frac{b}{d}$ и $\frac{D}{d}$ для радиаторов типа В.

Зная H_{12} и F_1, нетрудно по формуле (3-12) определить коэффициент облученности φ_{12} для радиаторов типов А и С:

для радиатора типа А

$$\varphi = \frac{b}{b + 2h}; \tag{3-13}$$

для радиаторов типа С

$$\varphi = \frac{(r + h)\sin\beta}{r\beta + h}. \tag{3-14}$$

Для радиаторов типа В с круглыми ребрами коэффициент облученности зависит от отношения $\frac{b}{d}$ и $\frac{D}{d}$, т. е. $\varphi = \varphi\left(\frac{b}{d}, \frac{D}{d}\right)$.

В графическом виде эта зависимость представлена на рис. 3-2 [Л. 3-5]. При определении коэффициента облученности φ радиаторов типа В с квадратными ребрами также можно пользоваться графиками, приведенными на рис. 3-2, принимая за D эквивалентный диаметр равновеликого круга.

[1] Основная замыкающая поверхность представляет собой поверхность, описанную через вершины ребер, т. е. на расстоянии h от поверхности основания.

3-3. Инженерный метод расчета теплоотдачи радиаторов

Исходными данными для расчета являются геометрические параметры выбранного радиатора (например, для радиатора типа А задают D, H, M, δ и n—число ребер), степени черноты поверхностей радиатора, температура воздушной среды.

Пользуясь приведенными выше формулами, можно рассчитать тепловую характеристику радиатора, т. е. зависимость средней температуры радиатора от рассеиваемой им мощности. Тепловая характеристика носит нелинейный характер из-за зависимости конвективной и радиационной составляющих коэффициента теплоотдачи от температуры. Для того чтобы учесть нелинейный характер этой зависимости, целесообразно расчет проводить в следующей последовательности.

Пусть задана среднеповерхностная температура t_s радиатора; тогда, пользуясь формулами (3-8) и (3-9), определяем температуру t_{ic} между ребрами.

По формулам (1-9)—(1-11) находим конвективные коэффициенты теплоотдачи отдельных элементов радиатора, а по формулам (1-35), (3-11), (3-13) и (3-14) — радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи.

Вычислив по формуле (3-2) значение критерия L_i, по формуле (3-4) определяем эффективные коэффициенты теплоотдачи α_i отдельных элементов радиатора и по формуле (3-3) находим мощности, рассеиваемые отдельными элементами и радиатором в целом.

Аналогичным образом производится расчет для иного значения температуры поверхности радиатора. По двум-трем расчетным точкам строится тепловая характеристика радиатора. Анализ показывает, что основная доля энергии рассеивается обращенными друг к другу поверхностями ребер. На этом основании для прикидочных расчетов можно предположить, что коэффициенты теплоотдачи α_i всех поверхностей радиатора одинаковы и равны коэффициенту теплоотдачи α_2 с обращенных друг к другу поверхностей ребер, т. е. $\alpha_i \approx \alpha_2$. В этом случае мощность P, рассеиваемая в среду всей поверхностью радиатора S, может быть вычислена по приближенной формуле, полученной из (3-1),

$$P = [\alpha_{2к}(t_s - t_{ic}) + \alpha_{2л}(t_s - t_c)]S. \qquad (3\text{-}15)$$

После приближенных расчетов по формуле (3-15) следует производить проверочный расчет по указанному выше более точному методу.

Пример 3-1.

Рассчитать тепловую характеристику радиатора типа А.

Исходные данные для расчета мощности, рассеиваемой радиатором в среду: протяженность радиатора $D = 170$ *мм*, его высота $M = 44$ *мм* и ширина $H = 114$ *мм*, высота ребер $h = 40$ *мм*, расстояние между ребрами $b = 6$ *мм*, толщина ребер $\delta = 2$ *мм*, количество ребер $n = 15$, среда — воздух, температура среды $t_c = 20°$ С, степень черноты поверхности радиатора $\varepsilon = 0{,}9$.

Решение.

Определяем площади i-х поверхностей радиатора:

$$S_1 = (n - 1)\, bD = 1{,}43 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_2 = 2\,(n - 1)\, hD = 19{,}04 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_3 = 2MD = 1{,}50 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_4 = n\delta\,(D + 2h) + 2\,(M - h)\, H = 0{,}84 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_5 = DH = 1{,}94 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S = \sum_{i=1}^{5} S_i = 24{,}75 \cdot 10^{-2}\ м^2.$$

Задаем среднеповерхностную температуру поверхности радиатора, например $t_s = 80°$ С; при этом

$$t_m = 0{,}5\,(80 + 20) = 50°\text{ С}.$$

Пользуясь формулами (3-8) и (3-9), находим температуру t_{ic} среды между ребрами:

$$A_4(t_m) = 0{,}325; \quad (t_s - t_c)^{\frac{1}{4}} = 2{,}78; \qquad D^{\frac{1}{4}} = 3{,}62\ мм^{\frac{1}{4}};$$

$$\eta = 1{,}49; \quad L(\eta) = 0{,}675;$$

$$t_{ic} = 80 - (80 - 20)\, 0{,}675 = 39{,}5°\text{ С}.$$

По формуле (1-10) находим конвективные коэффициенты теплоотдачи различных поверхностей радиатора.

Для поверхностей S_1 и S_2 определяем t_{mi}:

$$t_{m1} = t_{m2} = 0{,}5\,(t_s + t_{ic}) = 60°\text{ С}.$$

Из табл. 1-5 находим $A_2\,(60) = 1{,}31$;

$$(t_s - t_{ic})^{\frac{1}{4}} = 2{,}52 \quad \text{и} \quad \alpha_{1к} = \alpha_{2к} = \frac{1{,}31 \cdot 2{,}52}{0{,}17^{\frac{1}{4}}} = 5{,}13\ вт/м^2 \cdot град.$$

Для поверхностей S_3, S_4, S_5:

$$t_{mi} = 50°\text{ С}; \quad A_2\,(50) = 1{,}32; \quad (t_s - t_c)^{\frac{1}{4}} = 2{,}78;$$

$$\alpha_{3к} = \alpha_{4к} = \alpha_{5к} = 5{,}73\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формуле (1-35) производим расчет радиационной составляющей коэффициента теплоотдачи.

Из табл. 1-11 находим $f(80;\ 20) = 7{,}75\ вт/м^2 \cdot град$.

Коэффициент облученности φ определяем по формуле (3-13):

$$\varphi = \frac{6}{6 + 2 \cdot 40} = 0{,}07.$$

Так как $\varphi_3 = \varphi_4 = \varphi_5 = 1$ и $\varepsilon = 0{,}9$, то $\alpha_{3л} = \alpha_{4л} = \alpha_{5л} = 6{,}98\ вт/м^2 \cdot град$, $\alpha_{1л} = \alpha_{2л} = 0{,}49\ вт/м^2 \cdot град$.

По формуле (3-4) определяем эффективные коэффициенты теплоотдачи отдельных поверхностей: $\alpha_1 = \alpha_2 = 3{,}95\ вт/м^2 \cdot град$; $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_5 = 12{,}7\ вт/м^2 \cdot град$.

По формуле (3-3) находим мощности, рассеиваемые отдельными поверхностями и радиатором в целом: $P_1 = 3{,}4\ вт$; $P_2 = 45{,}1\ вт$; $P_3 = 11{,}4\ вт$; $P_4 = 6{,}4\ вт$; $P_5 = 14{,}8\ вт$; $P = 81{,}1\ вт$.

Аналогичным образом производится расчет для иного значения температуры поверхности радиатора.

Пример 3-2.

Рассчитать тепловую характеристику радиатора типа С.

Исходные данные для расчета мощности, рассеиваемой радиатором: диаметр цилиндра, несущего ребра, $d = 116$ *мм*, протяженность ребра $D = 270$ *мм*, высота ребер $h = 32$ *мм*, их толщина $\delta = 1{,}5$ *мм*, количество $n = 12$, среда — воздух, температура среды $t_c = 20°$ С, степень черноты поверхностей $\varepsilon = 0{,}9$. Порядок расчета сохраним таким же, как в предыдущем примере.

Решение.

Отличительной особенностью расчета теплообмена радиаторов типа С является определение площадей поверхностей S_i, среднего расстояния между ребрами $\overline{b}$ и коэффициентов теплоотдачи с верхнего и нижнего торцов цилиндра, несущего ребра. Определяем площади i-х поверхностей радиатора:

$$S_1 = (\pi d - n\delta) D = 9{,}34 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$$S_2 = 2nhD = 20{,}7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$$S_3 = 0;$$

$$S_4 = n\delta (D + 2h) = 0{,}60 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$$2S_5 = \frac{\pi}{2} d^2 = 2{,}11 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

$$S = \sum_{i=1}^{5} S_1 = 32{,}8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Задаем среднеповерхностную температуру радиатора $t_s = 70°$ С, определяем $t_m = 45°$ С и находим $A_4 = 0{,}329$; $(t_s - t_c)^{\frac{1}{4}} = 2{,}66$ и $D^{\frac{1}{4}} = 4{,}04$ $\text{мм}^{\frac{1}{4}}$.

Определим среднее расстояние между ребрами радиатора:

$$\overline{b} = (d + h) \sin \beta - \delta = 36{,}8 \text{ мм}.$$

По формуле (3-9) рассчитываем $\eta = 7{,}92$ и находим $L = 1$, что позволяет определить $t_{ic} = t_c = 20°$ С, т. е. ребра в радиаторе расставлены настолько широко, что воздух в пространстве между ними не нагревается.

Так как значения среднеповерхностной температуры всех поверхностей одинаковы, то $t_{mi} = 45°$ С и $A_2(45) = 1{,}33$.

По формуле (1-9) находим конвективные коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1к} = \alpha_{2к} = \alpha_{4к} = 4{,}93 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Поверхность S_5 состоит из верхнего и нижнего торцов цилиндра. Конвективные коэффициенты теплоотдачи с этих поверхностей $\alpha'_{5к}$ и $\alpha''_{5к}$ можно определить по формулам (1-10) и (1-11), приняв за определяющий размер диаметр цилиндра d: $\alpha'_{5к} = 7{,}95$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*; $\alpha''_{5к} = 4{,}28$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*.

Определяем радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи поверхностей S_4 и S_5: $f(70{,}20) = 7{,}39$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*, $\varepsilon = 0{,}9$, $\alpha_{4л} = \alpha_{5л} = 6{,}65$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*.

Коэффициент облученности φ [формула (3-14)] равен 0,494, а коэффициенты теплоотдачи излучением поверхностей S_1 и S_2 $\alpha_{1л} = \alpha_{2л} = 3{,}28 \cdot 10^{-4}$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*.

По формуле (3-4) производим определение эффективных коэффициентов теплоотдачи: $\alpha_1 = \alpha_2 = 8{,}21$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*; $\alpha_4 = 11{,}6$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*; $\alpha'_5 = 14{,}6$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*; $\alpha''_5 = 10{,}9$ *вт/м*$^2 \cdot$*град*.

Мощности, рассеиваемые отдельными поверхностями и всем радиатором, определим по формуле (3-3): $P_1 = 38{,}3$ *вт*; $P_2 = 85{,}1$ *вт*; $P_4 = 3{,}5$ *вт*; $P'_5 = 7{,}70$ *вт*; $P''_5 = 5{,}70$ *вт*; $P = 140{,}3$ *вт*.

Пример 3-3.

Рассчитать тепловую характеристику радиатора типа В.

Исходные данные для расчета: диаметры ребер $D = 100$ *мм* и цилиндра, несущего ребра, $d = 22$ *мм*; расстояние между ребрами $b = 5$ *мм*, толщина ребра $\delta = 1$ *мм*, количество ребер $n = 6$; среда — воздух, температура среды $t_c = 20°$ С, степень черноты поверхности радиатора $\varepsilon = 0{,}9$.

Отличительными особенностями расчета теплообмена радиаторов типа В являются: определение площадей поверхностей S_i, выбор определяющих размеров при расчетах коэффициентов теплоотдачи конвекцией с поверхностей цилиндра, несущего ребра, и самих ребер и определение коэффициента облученности.

Решение.

Определим тепловой поток, рассеиваемый радиатором при каком-либо значении среднеповерхностной температуры, например $t_s = 70°$ С.

Площади i-х частей поверхностей радиатора равны:

$$S_1 = (n - 1)\,\pi d b = 0{,}173 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi}{2}(n - 1)\,(D^2 - d^2) = 7{,}47 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_3 = \frac{\pi}{2} D^2 = 1{,}57 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_4 = n\pi D\delta = 0{,}188 \cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$S_5 = 0;$$

$$S = \sum_{i=1}^{5} S_i = 9{,}40 \cdot 10^{-2}\ м^2.$$

Находим значение средней температуры

$$t_m = 0{,}5\,(70 + 20) = 45°\text{ С}$$

и определяем параметр $A_4 = 0{,}329$; рассчитываем $(t_s - t_c)^{\frac{1}{4}} = 2{,}66$, $D^{\frac{1}{4}} = 3{,}16\ мм^{\frac{1}{4}}$.

По формуле (3-9) находим $\eta = 1{,}38$ и определяем $L(\eta) = 0{,}630$.

Температуру воздуха между ребрами рассчитываем по формуле (3-8): $t_{i_c} = 38{,}5°$ С.

Для поверхностей S_1 и S_2 средние температуры среды равны

$$t_{m1} = t_{m2} = 0{,}5\,(70 + 38{,}5) = 54{,}2°\text{ С}.$$

Определяем по формуле (1-9) конвективные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{1к}$ и $\alpha_{2к}$: $A_2(54{,}2) = 1{,}32$; $(t_s - t_{ic})^{\frac{1}{4}} = 2{,}35$; $D^{\frac{1}{4}} = 0{,}562\ м^{\frac{1}{4}}$; $d^{\frac{1}{4}} = 0{,}385\ м^{\frac{1}{4}}$,

$$\alpha_{1к} = 1{,}32\,\frac{2{,}35}{0{,}383} = 8{,}08\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{2к} = 1{,}32\,\frac{2{,}35}{0{,}562} = 5{,}50\ вт/м^2 \cdot град.$$

Для поверхностей S_3 и S_4 $t_m = 45°$ С; $A_2(45) = 1{,}33$ и $\alpha_{3к} = \alpha_{4к} = 6{,}32\ вт/м^2 \cdot град$.

По табл. 1-11 находим $f(70, 20) = 7{,}39\ вт/м^2 \cdot град$. Определив $b/d = 0{,}23$ и $D/d = 4{,}5$, по графику на рис. 3-2 найдем $\varphi = 0{,}1$.

По формуле (1-35) находим радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_{1л} = \alpha_{2л} = 0{,}66\ вт/м^2 \cdot град.$$

Для поверхностей S_3 и S_4 по формуле (1-35) рассчитываем $\alpha_{3л} = \alpha_{4л} = 6{,}65$ *вт/м²·град*.

По формуле (3-4) находим эффективные коэффициенты теплоотдачи: $\alpha_1 = 5{,}75$ *вт/м²·град*; $\alpha_2 = 4{,}04$ *вт/м²·град*; $\alpha_3 = \alpha_4 = 13{,}0$ *вт/м²·град*.

Рассеиваемые поверхностями мощности P_i найдем по формуле (3-3): $P_1 = 0{,}5$ *вт*; $P_2 = 15{,}1$ *вт*; $P_3 = 10{,}2$ *вт*; $P_4 = 1{,}2$ *вт*; $P = 27{,}0$ *вт*.

В рассмотренных примерах определено лишь по одной точке на тепловых характеристиках $t_s - t_c = \varphi(P)$, которые, как отмечалось выше, нелинейны вследствие зависимости коэффициентов теплоотдачи от температурных напоров $(t_s - t_c)$. Для того чтобы получить зависимость между $(t_s - t_c)$ и P во всем интересующем нас диапазоне изменения температур перегрева и мощностей, необходимо произвести расчеты, задавая другие значения t_s. По результатам расчетов при двух различных значениях температур t_s строится тепловая характеристика радиатора, позволяющая определить мощность P, рассеиваемую поверхностью радиатора при любом значении $(t_s - t_c)$.

3-4. Проектирование радиаторов

а) **Эффективность оребрения.** Сравним мощности $P_г$ и $P_р$, рассеиваемые неоребренной (гладкой) и оребренной стенками одинаковых размеров. При увеличении числа ребер возрастает теплоотдающая поверхность радиатора, что должно увеличивать рассеиваемую им энергию; вместе с тем, однако, уменьшается расстояние между ребрами, что приводит к повышению температуры газа между ребрами, а следовательно, к уменьшению конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи, а также уменьшается и радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи, так как часть излучаемой энергии претерпевает многократные отражения в пространстве между двумя ребрами, т. е. понижается коэффициент облученности. Таким образом, увеличение числа ребер на поверхности неизменных размеров должно приводить к появлению экстремального значения рассеиваемой радиатором мощности. Зависимость рассеиваемой радиатором мощности от числа ребер удобно представить в следующем виде:

$$K_р = f(K_s), \quad K_р = \frac{P_р}{P_г}, \quad K_s = \frac{S_р}{S_г}, \qquad (3\text{-}16)$$

где $K_р$ — коэффициент эффективности оребрения, равный отношению мощностей, рассеиваемых оребренной (р) и неоребренной (г) стенками при одинаковых температурах;

K_s — коэффициент оребрения радиатора, равный отношению площадей оребренной (р) и неоребренной (г) стенок.

Увеличение числа ребер на поверхности будет соответствовать увеличению коэффициента оребрения, а изменение рассеиваемой радиатором мощности — изменению коэффициента эффективности оребрения.

На основании приведенных выше рассуждений можно ожидать, что функциональная зависимость (3-16) содержит экстремальные значения. Расчет коэффициентов $K_р$ и K_s производится следующим образом. Мощность $P_р$, рассеиваемая радиатором, определяется по формуле (3-1) или по приближенной формуле (3-15); [1] мощность $P_г$,

[1] Для радиаторов типа А тепловые потери с поверхности $S_б$ при этом учитываться не должны.

рассеиваемая неоребренной стенкой с теми же размерами (H и D для радиаторов типа А, D и d для радиаторов типа С и H и d для радиаторов типа В) рассчитывается по формуле (1-42). Площади оребренной $S_р$ и неоребренной $S_г$ поверхностей рассчитываются по соответствующим геометрическим формулам.

Ввиду того что зависимости (3-16) определяются не только геометрическими, но и физическими параметрами, а часть из них зависит от температуры, целесообразно анализ проводить для конкретных условий.

На рис. 3-3 и 3-4 представлены графики зависимости (3-16) для радиаторов типа А со следующими параметрами: основание квадрат-

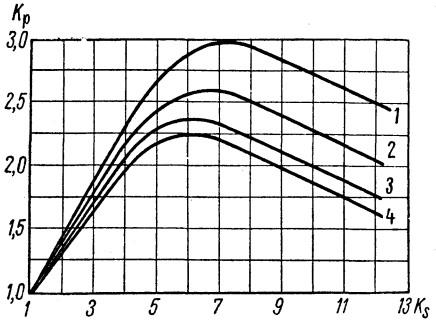


Рис. 3-3. Зависимости $K_р = K_р(K_s, D)$ для радиаторов типа А.
$t_s - t_с = 20$ *град*; кривые *1*, *2*, *3* и *4* соответствуют значениям $D = 13$; 25; 38; 50 *см*.

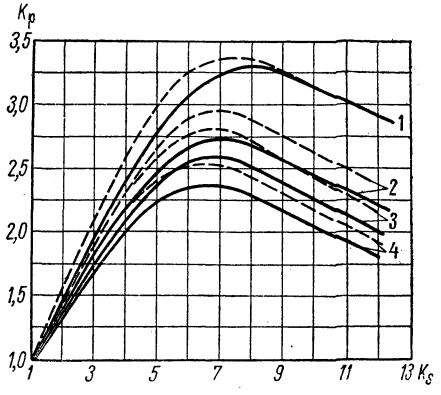


Рис. 3-4. Зависимости $K_р = K_р(K_s, D)$ для радиаторов типа А.
$t_s - t_с = 40$ *град* — сплошные линии; $t_s - t_с = 60$ *град* — штриховые линии; линии *1*, *2*, *3*, *4* соответствуют значениям $D = 13$; 25; 38; 50 *см*.

ное ($H = D$), высота ребра $h = 3{,}0$ *см*, толщина $\delta = 0{,}1$ *см*; радиатор окрашен краской, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}9$. Температуры перегрева радиатора равны $t_s - t_с = 20$; 40; 60 *град*; температура среды $t_с = 20°$ С.

Из представленных графиков видно, что с увеличением числа ребер (с ростом K_s) рассеиваемая радиатором мощность сначала растет, а затем падает, т. е. зависимость (3-16), как и указывалось, имеет экстремальное значение. Из рис. 3-3 и 3-4 также следует, что эффективность оребрения зависит от размеров поверхности и температуры перегрева радиатора. Таким образом, широко распространенное мнение о том, что с увеличением числа ребер всегда увеличивается рассеиваемая радиатором энергия, оказывается ошибочным. Это обстоятельство следует иметь в виду при проектировании радиаторов и выбирать такое количество ребер на заданной поверхности, при котором коэффициент оребрения будет максимальным или близким к нему.

б) Методика проектирования радиаторов. Рассмотрим методику расчета числа ребер радиаторов типа А. При проектировании могут встретиться случаи, когда размеры радиатора (D, h и δ), его темпе-

ратура перегрева ($t_s - t_c$) и степень черноты (ε) будут отличаться от соответствующих значений величин, для которых были построены графики рис. 3-3 и 3-4. В этих случаях значения $K_р$ и K_s выбираются ориентировочно из того графика, который более всего соответствует исходным данным, а впоследствии для выбранной конструкции радиатора проводится точный расчет по формулам, приведенным в 3-3.

При проектировании радиаторов могут встретиться следующие две задачи: 1) при неизменной мощности за счет оребрения поверхности необходимо снизить ее температуру до заданного значения; 2) при неизменной температуре за счет оребрения поверхности необходимо в заданное число раз увеличить рассеиваемую мощность.

Рассмотрим последовательность расчета радиатора в первом случае. Рассчитываем и строим графически зависимость $t - t_c = f(P)$ для неоребренной стенки (см. первую главу).

Используя эту зависимость, определяем коэффициент эффективности оребрения $K_р$ искомого радиатора

$$K_р = \frac{P_1}{P_2},$$

где P_1 и P_2 — мощности, рассеиваемые гладкой стенкой при существующей температуре перегрева ($t_1 - t_c$) и заданной температуре ($t_2 - t_c$).

Зная $K_р$, высоту стенки D и температуру перегрева, по графикам и рис. 3-3 или 3-4 находим коэффициент оребрения K_s. Установим связь между количеством ребер n, расстоянием b между ними и коэффициентом оребрения K_s.

Из рис. 3-1 следует, что для радиаторов типа А[1]

$$K_s = \frac{S_р}{S_г} = \frac{2nhD + HD}{HD} = 1 + \frac{2nh}{H}; \quad H = n\delta + b(n-1),$$

т. е. получаем следующие расчетные формулы:

$$n = (K_s - 1)\frac{H}{2h} \quad \text{и} \quad b = \frac{H - n\delta}{n-1}. \qquad (3\text{-}17)$$

Рассмотрим последовательность расчета радиатора при решении второй задачи. По заданному значению $K_р$ из графиков рис. 3-3 и 3-4 определяем коэффициенты оребрения K_s и по формуле (3-17) находим n и b.

Для определения оптимальной конструкции радиатора типа C можно воспользоваться частными графиками, так как в радиоэлектронных устройствах радиаторы этого типа обычно имеют небольшие размеры. На рис. 3-5 и 3-6 представлены зависимости рассеиваемой радиатором типа С мощности $P = P(n)$ от числа ребер. Зависимости построены для трех значений длины радиатора (D = 30, 50, 70 *мм*), для двух значений температуры окружающей среды (t_c = 60, 120° С) и для разных температур перегрева в интервале от 20 до 110 *град*. Во всех случаях диаметр радиатора равен

[1] См. сноску на стр. 87.

$d = 15$ *мм*, толщина ребра $\delta = 1$ *мм*, высота $h = 20$ *мм*; степень черноты поверхности радиатора $\varepsilon = 0{,}9$. В тех случаях, когда необходимо выбрать иные значения D, h, t_c, чем принятые при расчетах этих графиков, можно в первом приближении получить результат, пользуясь указанными графиками, а затем произвести по полученным данным точный расчет тепловой характеристики радиатора. Количество n ребер следующим образом связано с коэффициентом оребрения K_s радиатора типа С:

$$n = (K_s - 1)\frac{\pi d}{2h}, \qquad (3\text{-}18)$$

где через b обозначено расстояние между ребрами в средней части (при $0{,}5h$) ребра.

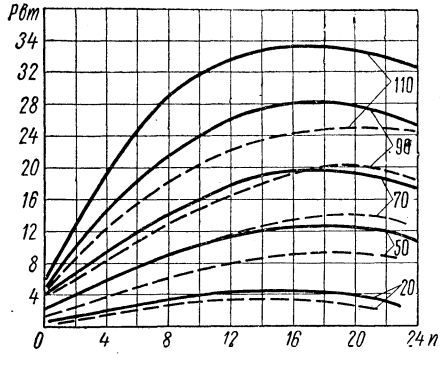


Рис. 3-5. Зависимости рассеиваемой радиатором типа С мощности P от числа n ребер.
Штриховые кривые соответствуют $D = 30$ *мм*, сплошные кривые — $D = 50$ *мм*; температура среды $t_c = 60°$ С; числа у кривых указывают значение температуры перегрева $(t_s - t_c)$ радиатора в градусах.

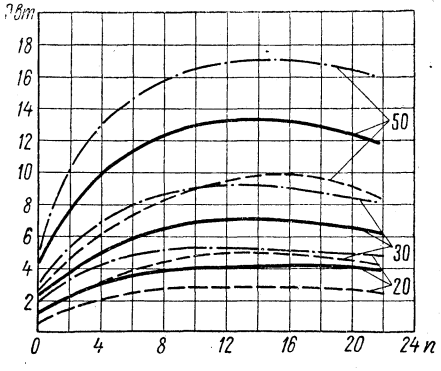


Рис. 3-6. Зависимости рассеиваемой радиатором типа С мощности P от числа n ребер.
Штриховые кривые соответствуют $D = 30$ *мм*; сплошные кривые — $D = 50$ *мм*, штрих-пунктирные кривые — $D = 70$ *мм*; температура среды $t_c = 120°$ С; числа у кривых указывают значение температуры перегрева $(t_s - t_c)$ радиатора в градусах.

в) Влияние геометрических и физических параметров ребер на теплообмен радиаторов. Предложенный метод расчета позволяет определить влияние на теплообмен радиаторов их конфигурации и геометрических размеров, степени черноты поверхности и ее температуры, а также температуры среды. Влияние теплопроводности материала ребер, их толщины и высоты, т. е. тех параметров, которые определяют температурное поле радиатора, пока не рассматривалось. Применим аналитические выражения, определяющие температурное поле одиночного ребра, коэффициент теплоотдачи которого равен коэффициенту теплоотдачи ребра радиатора. Например, температурное поле тонкого прямого ребра прямоугольного профиля (в радиаторах типов А и С) при условии, что теплоотдача с торца

ребра пренебрежимо мала, определяется следующими выражениями [Л. 3-6]:

$$\left.\begin{aligned}\frac{t(x)-t_c}{t_0-t_c}&=\frac{\operatorname{ch}\gamma(x-h)}{\operatorname{ch}\gamma x},\\ \gamma^2&=\frac{2\alpha_2(\delta+D)}{\lambda\delta D}.\end{aligned}\right\} \tag{3-19}$$

Здесь $t(x)$ — температура в точках, расположенных на расстояниях x от основания ребра;

t_0 — температура основания ребра ($x = 0$);

λ — коэффициент теплопроводности материала ребра;

α_2 — коэффициент теплоотдачи с учетом влияния соседних ребер.

Величина α_2 определяется по формуле (3-4).

Проинтегрировав (3-19) по x в пределах от $x = 0$ до $x = h$ и разделив результат на площадь поверхности ребра, получим аналитическую зависимость между среднеповерхностной температурой ребра и температурой у основания

$$\frac{t_s-t_c}{t_0-t_c}=\frac{\operatorname{th}\gamma h}{\gamma h}. \tag{3-20}$$

Для сравнительно невысоких толстых и хорошо проводящих ребер радиаторов, применяемых в радиоэлектронной промышленности, температурное поле ребер практически равномерно и температура в основании ребер равна их среднеповерхностной температуре. Так, например, для дюралюминиевого ребра ($\lambda = 170$ *вт/м·град*) радиатора типа *А*, размеры и коэффициент теплоотдачи которого приведены выше в примере 3-1 ($\alpha_2 = 3{,}95$ *вт/м²·град* при $t_s - t_c = 60$ *град*), $\gamma h \approx \operatorname{th}\gamma h$ и $t_s \approx t_0$. Для высоких и тонких ребер температура в основании ребра отличается по величине от среднеповерхностной температуры и может быть определена по формуле (3-20). Аналогичным способом можно определить температуру в основании прямых ребер треугольного или параболического профиля и круглых ребер прямого или гиперболического профиля, используя для этого известные выражения для распределения температур по высоте ребер [Л. 3-13].

Как показывает анализ теплового режима радиаторов, широко применяемых в радиоэлектронных устройствах, рассеиваемая радиаторами мощность в основном определяется внешними условиями теплообмена и геометрическими параметрами радиатора. Теплопроводность материала ребер и их толщина для указанных радиаторов имеют второстепенное значение и должны выбираться из конструктивных и технологических соображений.

В заключение приведем некоторые рекомендации по конструированию радиаторов:

1) в радиаторах необходимо иметь хороший тепловой контакт ребер с несущими их поверхностями (литье, сварка, пайка);

2) высоту h ребер не следует выбирать более 4 *см*;

3) полная теплоотдающая поверхность радиатора не должна превышать поверхности несущей ребра стенки более чем в 5—6 раз;

4) поверхность радиатора следует покрывать красками с высокой степенью черноты.

Пример 3-4.

Для увеличения рассеиваемой мощности к плоской поверхности радиодетали присоединен металлический стержень радиатора типа С. Требуется найти его размеры при следующих условиях: диаметр металлического стержня радиатора $d = 15$ *мм*; поверхности стержня и детали имеют идеальный тепловой контакт; протяженность радиатора не должна превышать 50 *мм*; радиатор должен рассеивать мощность $P = 16$ *вт*; температура основания детали t_0 не должна превышать 140° С при температуре окружающей среды $t_c = 60°$ С. Считать температурное поле радиатора равномерным, т. е. $t_0 = t_s$.

Решение.

Из рис. 3-5 следует, что одну и ту же мощность $P = 16$ *вт* радиатор протяженностью $D = 50$ *мм* может рассеять в среду при следующих условиях:

$(t_s - t_c)$ *град*	110	90	70
n	3	5	10

Радиатор протяженностью $D = 30$ *мм* может рассеять в среду ту же мощность при следующих условиях:

$(t_s - t_c)$*град*	110	90
n	7	11

При заданных значениях радиатор типа С при $t_s - t_c \leqslant 80$ *град*, $D = 30$ *мм* не способен рассеять в среду мощность 16 *вт*. Так как допустимая температура перегрева не должна превышать 80° С, то требуемые условия могут быть удовлетворены при следующих габаритах радиатора типа С: $D = 50$ *мм*, $d = 15$ *мм*, $h = 20$ *мм*, $\varepsilon = 0{,}9$, $n = 8$.

Пример 3-5.

Вертикальная плоская стенка высотой $D = 20$ *см* и шириной $H = 30$ *см* нагрета до температуры $t_1 = 70°$ С и находится в воздухе, температура которого $t_c = 20°$ С. Условия теплообмена — естественная конвекция.

Требуется за счет оребрения при той же рассеиваемой мощности снизить температуру поверхности до $t_2 = 50°$ С. Определить необходимое число ребер n и расстояние между ними при условии, что высота ребра $h = 3$ *см*, а толщина $\delta = 3$ *мм*. Степени черноты гладкой и оребренных поверхностей равны $\varepsilon = 0{,}9$.

Решение.

Находим зависимость температуры перегрева от рассеиваемой мощности для гладкой поверхности. Для этого задаем значения температуры: а) $t_1 = 70°$ С и б) $t_2 = 50°$ С — и по формулам (1-9) и (1-35) определяем коэффициенты теплоотдачи:

а) $$\alpha_к = 1{,}34 \cdot \frac{2{,}66}{0{,}67} = 5{,}3 \text{ } вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_л = 0{,}9 \cdot 7{,}4 = 6{,}66 \text{ } вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha = \alpha_к + \alpha_л = 12{,}0 \text{ } вт/м^2 \cdot град;$$

б) $$\alpha_к = 1{,}35 \frac{2{,}34}{0{,}67} = 4{,}7 \text{ } вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_л = 0{,}9 \cdot 6{,}7 = 6{,}0 \text{ } вт/м^2 \cdot град; \quad \alpha = 10{,}7 \text{ } вт/м^2 \cdot град.$$

Площадь гладкой поверхности $S_г = 0{,}2 \cdot 0{,}3 = 6 \cdot 10^{-2}$ $м^2$.

Рассеиваемую мощность найдем по формуле (3-42):

а) $P_1 = 12 \cdot 50 \cdot 6 \cdot 10^{-2} = 36{,}0$ *вт*; б) $P_2 = 19{,}3$ *вт*.

Определяем коэффициент эффективности оребрения

$$K_р = \frac{36{,}0}{19{,}3} = 1{,}85$$

и из графиков рис. 3-3 и 3-4 находим $K_s \approx 3$.

По формулам (3-17) рассчитываем $n = 10$ и $b = 3$ *см*.

Параметры полученного радиатора таковы: $D = 20$ *см*, $H = 30$ *см*, $h = 3$ *см*, $\delta = 0{,}3$ *см*, $b = 3$ *см*, $n = 10$, $\varepsilon = 0{,}9$.

По формуле (3-5)[1] проводим проверочный расчет мощности, рассеиваемой таким радиатором. Получаем, что при $t - t_c = 30$ *град*, $P = 37{,}5$ *вт*, т. е. практически ту же мощность, что и для гладкой стенки при $t - t_c = 50$ *град* (в начале данного примера было показано, что гладкая стенка рассеивает $P = 36{,}0$ *вт* при температуре перегрева 50 *град*).

Пример 3-6.

Вертикальная гладкая стенка высотой $D = 45$ *см* и шириной $H = 80$ *см* покрашена краской, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}9$. Температура воздуха $t_c = 50°$ С, температура стенки $t_s = 90°$ С. Спроектировать радиатор, который при той же температуре $t_s = 90°$ С и тех же значениях D и H рассеивал бы в среду вдвое бóльшую мощность в условиях естественной конвекции.

Решение.

1. Считая, что $\delta = 0{,}1$ *см*, $h = 3{,}0$ *см*, из графиков рис. 3-4 находим K_s при $K_p = 2$. Для случая $H = 45$ *см* получаем $K_s = 4$.

2. По формулам (3-17) определяем количество ребер и расстояние между ними: $n = 40$, $b = 1{,}74$ *см*.

Проверочный расчет показывает, что радиатор при $t - t_c = 40$ *град* рассеивает мощность в 2,02 раза бóльшую, чем неоребренная стенка. Следовательно, выбранная конструкция отвечает условиям задачи.

3-5. Экспериментальное исследование теплообмена радиаторов в условиях естественной конвекции

Рассмотренный выше метод расчета теплоотдачи радиаторов был разработан при некоторых упрощающих реальный процесс предположениях, поэтому возникает необходимость в экспериментальной проверке предложенного метода. Опыты проводились с радиаторами всех трех типов. Для радиаторов типов А и С изучалась зависимость среднеповерхностной температуры радиатора от рассеиваемой им мощности, для радиаторов типа В — зависимость среднего коэффициента теплоотдачи радиатора от его среднеповерхностной температуры. Результаты экспериментальных исследований сопоставлялись с данными расчета.

а) **Радиаторы типа А и С.** Модели радиаторов типа А изготовлялись из дюралюминия. Плоскость, несущая ребра, и сами ребра фрезеровались из сплошной заготовки, что обеспечивало в модели идеальный тепловой контакт между несущей поверхностью и ребрами. Модель прикреплялась к корпусу электрического нагревателя, имеющего форму параллелепипеда. Модели радиаторов типа С изготовлялись из красной меди. Соединение цилиндра и ребер производилось путем пайки серебряным припоем, внутри цилиндра был вмонтирован электрический нагреватель.

Температура в различных точках радиатора измерялась дифференциальными медно-константановыми термопарами с диаметром электродов 0,2 *мм*. Модели на тонких хлопчатобумажных нитях подвешивались в камеру спокойного воздуха. Поверхности корпуса нагревателя и радиатора окрашивались черной нитроэмалью (степень черноты поверхности примерно 0,9).

[1] См. сноску на стр. 87.

Из опытов получены зависимости температур в различных точках радиатора и корпуса нагревателя от мощности, потребляемой нагревателем. Мощность, рассеиваемая оребренной частью поверхности, рассчитывалась по формуле

$$P_{\text{р}} = P - \sum_i P_i,$$

где $P_{\text{р}}$ — мощность, рассеиваемая в окружающую среду поверхностью радиатора;

$\sum P_i$ — суммарная мощность, рассеиваемая неоребренными поверхностями корпуса нагревателя;

i — номер поверхности;

P — мощность источника энергии.

Мощности P_i определялись по формулам (1-9) — (1-11), (1-35), (1-42). Полученные указанным способом значения мощности $P_{\text{р}}$, рассеиваемой поверхностью радиатора, и среднеповерхностной температуры t_s сравнивались с соответствующими расчетными данными, полученными по методу, изложенному в 3-1. Результаты такого сравнения для радиаторов типов А и С позволяют заключить, что расхождение экспериментальных и расчетных данных лежит в пределах $\pm 5\%$.

б) Радиаторы типа В. Радиаторы типа В собирались из стандартных деталей селеновых выпрямительных столбов с шайбами на стальной или алюминиевой основе. При сборке модели обращалось внимание на то, чтобы за концевыми ребрами радиатора не было никаких выступающих деталей, кроме стягивающих радиатор гаек. Радиатор собирался из вентильных шайб с одинаковыми электрическими характеристиками.

Токоподводящие проводники изготовлялись из тонкой медной проволоки, так что оттоком тепла по проводникам можно было пренебречь.

Крепление радиатора в камере спокойного воздуха и измерение температур производилось так, как это описано выше.

Радиатор нагревался при протекании через него постоянного тока в пропускном для селеновых столбов направлении.

Источником постоянного напряжения служил селеновый выпрямитель типа ВСА-110, выход которого шунтировался по переменной составляющей (пульсации) батареей аккумуляторов.

Мощность, рассеиваемая радиатором, измерялась приборами постоянного тока методом вольтметра-амперметра. Применение емкостного фильтра на выходе выпрямителя практически полностью устранило влияние пульсации на результаты измерения мощности.

В опытах с радиаторами типа В температура поверхности радиатора измерялась с помощью расклеенных по шайбе нескольких термопар. Исследовались зависимости среднеповерхностной температуры перегрева радиатора $(t_s - t_c)$ от рассеиваемой радиатором мощности P и по формуле

$$\alpha = \frac{P}{(t_s - t_c) S}$$

вычислялась зависимость среднего коэффициента теплоотдачи α радиатора от температуры перегрева; S — площадь теплоотдающей поверхности радиатора. Эта же зависимость определялась расчетным путем.

Сравнение расчетных и опытных значений среднего коэффициента теплоотдачи радиаторов типа В показывает, что их расхождение лежит в пределах $\pm 10\%$, что вполне удовлетворительно.

Совпадение данных расчетов и опытов подтверждает положенные в основу расчета допущения и позволяет также заключить, что основную роль в процессе теплообмена радиаторов играют условия конвекции и излучения на поверхности радиаторов.

Выше был рассмотрен теплообмен радиаторов при определенной их ориентации в пространстве, а именно: у радиаторов типов В и С ребра вертикальные, а у радиаторов типа А вертикально также основание. Это позволило при определении средней температуры пространства между ребрами воспользоваться решением задачи о распределении температур среды возле вертикальной нагретой полубесконечной стенки. При иной ориентации ребер это решение теряет силу. Однако для горизонтально ориентированных радиаторов типа А, ребра которых обращены вверх, можно использовать предложенный выше метод расчета среднего коэффициента теплоотдачи. В этом случае температуру $t_{i\,c}$ пространства между ребрами рекомендуем определять по эмпирической формуле

$$t_{i\,c} = 0{,}5\,(t_s + t_c);$$

в остальном метод расчета не меняется.

Этот прием определения $t_{i\,c}$ обоснован пока только экспериментально и приводит к удовлетворительному совпадению результатов расчета и опыта.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ТЕРМОЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ И РАДИОТЕХНИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

4-1. Характеристики полупроводниковых термочувствительных сопротивлений (ПТС)

ПТС — объемные полупроводниковые сопротивления, обладающие большим отрицательным температурным коэффициентом. Если у металлов температурный коэффициент сопротивления положительный и равен 0,4—0,5% на 1 *град*, то у ПТС этот коэффициент отрицательный и равен 3—7% на 1 *град* [Л. 4-9, 4-10, 4-13]. Температурный коэффициент ω ПТС в первом приближении следующим образом зависит от абсолютной температуры T:

$$\omega = -\frac{B}{T^2}, \qquad (4\text{-}1)$$

где B — величина, имеющая размерность градус абсолютной шкалы; из теории электропроводности полупроводников следует, что величина B пропорциональна ширине запретной зоны полупроводника ΔE, выраженной в электронвольтах [Л. 4-2, 4-14]:

$$\Delta E = \frac{B}{5800} \ [эв].$$

Численные значения величины B для наиболее распространенных в СССР медно-марганцевых и кобальто-марганцевых термосопротивлений могут колебаться в пределах [Л. 4-11, 4-13]:

$$B_{Cu-Mn} = (2700 \div 3200)^\circ \text{ К}; \ B_{Co-Mn} = (2000 \div 3000)^\circ \text{ К}.$$

Ниже рассмотрены основные характеристики и параметры ПТС.

Температурная характеристика ПТС показывает зависимость омического сопротивления R ПТС от температуры T:

$$R = Ae^{\frac{B}{T}} = A \exp\left(\frac{B}{T}\right), \quad A = \varrho_0 \frac{l}{S}, \tag{4-2}$$

где l и S — длина и площадь поперечного сечения тела полупроводника;

ϱ_0 — некоторая величина, характеризующая физические свойства полупроводникового материала.

Важное практическое значение имеют вольтамперная статическая характеристика ПТС и зависимость его сопротивления от мощности:

$$U = U(I) \text{ и } R = R(P),$$

где U, I и P — падение напряжения на ПТС, сила тока и рассеиваемая ПТС мощность соответственно. Вид этих характеристик иногда определяет область применения ПТС. Типичный вид этих характеристик изображен на рис. 4-5 и 4-13.

Коэффициент рассеяния ПТС H равен отношению мощности P, рассеиваемой ПТС в стационарном режиме, к среднеобъемной температуре перегрева термосопротивления:

$$H = \frac{P}{t_v - t_c}, \tag{4-3}$$

где t_v — среднеобъемная температура ПТС;

t_c — температура окружающей среды в °С.

Коэффициент энергетической чувствительности G численно равен мощности, которую нужно дополнительно рассеять на ПТС для уменьшения его сопротивления на 1%:

$$G = \frac{\Delta P}{\frac{\Delta R}{R} 100}. \tag{4-4}$$

Максимально допустимая мощность $P_{макс}$, которая может быть рассеяна ПТС при его непрерывной работе, зависит от максимально допустимой температуры, которую может выдержать данное ПТС без

необратимого изменения его свойств. Так, для медно-марганцевых ПТС (ММТ-1, 4, 6) максимальная рабочая температура не должна превышать 120° С, а для ПТС типа КМТ — 180° С [Л. 4-13].

Постоянная времени ПТС τ^* характеризует тепловую инерцию термосопротивления. Принято считать, что τ^* ПТС равна времени, в течение которого ПТС, нагретое до температуры t_1 и перенесенное в среду с температурой t_2, изменит свою первоначальную температуру перегрева на 63% [Л. 4-13]. Здесь перечислены только основные характеристики и параметры ПТС. Иногда для характеристики тех или иных свойств ПТС применяют иные параметры, некоторые из них будут рассмотрены ниже.

4-2. Связь электрических характеристик ПТС с его тепловым режимом

а) Физические процессы, возникающие при работе ПТС. Влияние теплового режима ПТС на электрические характеристики и параметры термосопротивлений почти очевидно; экспериментально оно было установлено еще в тот период, когда ПТС начали применяться для решения различных технических задач. Так, например, в 1946 г. Беккер, Грин и Пирсон [Л. 4-14], экспериментируя с некоторыми конструкциями ПТС, показали, что физические свойства внешней среды и ее температура могут значительно изменять статические вольтамперные характеристики ПТС. Связь между электрическими характеристиками ПТС и его тепловым режимом видна из следующего примера. Рассмотрим термосопротивление типа ММТ-1 (рис. 4-1), представляющее собой ограниченный полупроводниковый цилиндр *1*, боковая поверхность которого покрыта влагоэлектрозащитным слоем лака *2*; ПТС имеет на торцах контактные колпачки [1] *3*, соединенные с проводниками *4*.

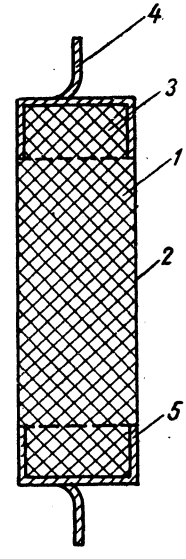


Рис. 4-1. Простейшая конструкция полупроводникового термосопротивления.

Пусть между контактными колпачками существует разность потенциалов U и через ПТС протекает электрический ток I. В рабочей части *1* полупроводника начнет выделяться ленц-джоулево тепло, температура поверхности цилиндра превысит температуру среды, что вызовет движение газа или жидкости, окружающей ПТС. В силу зависимости (4-2) сопротивление ПТС уменьшится, что приведет к увеличению тока, протекающего через термосопротивление, и, следовательно, к еще большему его разогреву.

В результате неравномерного нагрева цилиндра по радиусу (температура в центре выше, чем на периферии) проводимость в этом направлении будет меняться, что повлечет перераспределение плотности тока в рабочей части ПТС. Процесс будет продолжаться до тех

[1] Контактными колпачками условимся называть не только металлическую оправу *5*, но также и ту часть полупроводника, которая находится под оправой.

пор, пока выделяющаяся в ПТС тепловая энергия не будет полностью рассеиваться в окружающую среду, т. е. до установления стационарного режима. Время, необходимое для установления стационарного режима, характеризует тепловую инерцию ПТС.

Из приведенного выше качественного анализа работы ПТС видно, что его электрические характеристики связаны с тепловым режимом всей системы (рабочая часть ПТС, контактные колпачки, проводники). В свою очередь тепловой режим определяется габаритами и конструкцией ПТС, физическими свойствами материалов системы и среды, температурой среды и рассеиваемой ПТС мощностью. Следовательно, электрические характеристики ПТС должны зависеть от многих параметров, что при разработке теории приведет к необходимости учитывать из них те, которые существенным образом влияют на изучаемое явление, и не принимать во внимание несущественные процессы.

б) Математическое описание явления. Рассмотрим в изотропном теле элементарный объем, на гранях которого существует разность потенциалов U. Пусть температура перегрева объема ϑ, электропроводность материала σ, теплопроводность λ; тогда возникающее в теле стационарное температурное поле следующим образом связано с электрическим полем [Л. 4-4]:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} \vartheta) + \sigma (\operatorname{grad} U)^2 = 0, \tag{4-5}$$

$$\operatorname{div}(\sigma \operatorname{grad} U) = 0. \tag{4-6}$$

Уравнение (4-5) аналитически выражает закон сохранения энергии в рассматриваемом случае и указывает на то, что в стационарном режиме разница между вошедшей в элементарный объем и вышедшей из него энергией $\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} \vartheta)$ компенсируется количеством тепла $\sigma (\operatorname{grad} U)^2$, выделившегося в объеме. Уравнение (4-6) отражает непрерывность линий тока в объеме.

Если рассматриваемое тело соприкасается с жидкой или газообразной средой, то на поверхности S тела справедливо условие

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial n} + \frac{\alpha}{\lambda}\vartheta\right)_S = 0, \tag{4-7}$$

выражающее тот факт, что количество тепловой энергии, поступающей за единицу времени к единице поверхности тела $\left(-\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial n}\right)_S$, полностью рассеивается в окружающаю среду, т. е. равно $(\alpha\vartheta)_S$.

В уравнении (4-7) α — коэффициент теплоотдачи, n — внешняя нормаль к поверхности тела.

Следует также учесть, что электропроводность материала изменяется, как это указывалось выше, с температурой. Перепишем уравнение (4-2) в следующем виде:

$$\sigma = \sigma_0 e^{-\frac{B}{T}}; \tag{4-8}$$

$$\sigma_0 = \frac{1}{A}, \quad T = t_c + \vartheta + 273{,}2.$$

Будем также считать, что изменение коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности с изменением температуры известно:

$$\alpha = \alpha(\vartheta), \quad \lambda = \lambda(\vartheta). \tag{4-9}$$

Система уравнений (4-5)— (4-9) описывает стационарное температурное поле изотропного полупроводникового тела при прохождении через него электрического тока. Если бы удалось найти решение этой системы уравнений, т. е. вид функции

$$\vartheta = \vartheta(x, y, z, \lambda, \alpha, \sigma_0, B, U), \tag{4-10}$$

то была бы установлена для стационарного режима аналитическая связь между электрическими и тепловыми характеристиками изотропного полупроводникового тела.

Как следует из равенства (4-10), температурное поле полупроводника неравномерно, однако электрическое сопротивление ПТС, замеряемое приборами, можно относить к определенной температуре ПТС. Естественно предположить, что такой температурой является среднеобъемная температура t_v ПТС, равная

$$t_v - t_c = \vartheta_v = \frac{1}{V}\int_V (t - t_c)\, dV, \tag{4-11}$$

где V — объем рабочей части полупроводника.

Значения тепловых и электрических параметров также следует относить к среднеобъемной температуре, что позволяет зависимость (4-10) между электрическими и тепловыми параметрами в изучаемом явлении искать в виде

$$f(\vartheta_v, t_c, \lambda, \alpha, \sigma_0, B, U) = 0. \tag{4-12}$$

Аналитическое решение системы уравнений (4-5)—(4-9) даже для изотропных тел простейших форм вряд ли возможно без дополнительных упрощений.

При анализе системы тел (реальные конструкции ПТС) приходим к еще более сложной задаче, что заставляет несколько идеализировать реальный процесс, отбросив из рассмотрения несущественные явления.

Выше отмечалось, что при прохождении тока через полупроводниковое термосопротивление плотность тока неравномерна (она уменьшается от центра к периферии), следовательно, удельная мощность, равная

$$w = \sigma (\operatorname{grad} U)^2, \tag{4-13}$$

также неравномерна. Зависимость удельной мощности от координат может привести к значительному изменению температурного поля по сравнению со случаем равномерного тепловыделения по всему объему, однако среднеобъемные температуры при этом могут практически не измениться. Следовательно, при определении среднеобъемной температуры можно решать задачу для случая равномерного тепловыделения по всему рабочему объему полупроводника, т. е.

$$w = \text{const}. \tag{4-14}$$

Последнее предположение нуждается в дополнительном обосновании, которое будет в дальнейшем сделано. Допустим также, что коэффициент теплопроводности полупроводникового материала и коэффициент теплоотдачи не изменяются с температурой. Принимая во внимание эти допущения, можно следующим образом переписать систему уравнений (4-5)—(4-7), (4-9):

$$\left.\begin{aligned} \nabla^2\vartheta + \frac{w}{\lambda} = 0, \quad & w = \frac{U^2}{RV}, \\ \left(\frac{\partial\vartheta}{\partial n} + \frac{\alpha}{\lambda}\vartheta\right)_S = 0; \quad & \alpha \neq \alpha(t), \\ & \lambda \neq \lambda(t). \end{aligned}\right\} \tag{4-15}$$

Уравнения (4-8) остаются без изменений.

Решая систему уравнений (4-15) и определяя затем, как это показано в (4-11), среднеобъемную температуру, приходим к зависимости

$$\vartheta_v = PF_v, \; F_v = F\,(\mathrm{Bi},\; L), \tag{4-16}$$

где $P = \dfrac{U^2}{R}$ — мощность, рассеиваемая ПТС;

F_v — тепловой коэффициент, зависящий от критерия Био (Bi) и геометрических параметров, объединенных в (4-16) под символом L.

Подставляя ϑ_v из (4-16) в уравнение (4-8), получим непосредственно выражение для зависимости $\sigma = \sigma\,(P)$ или $R = R\,(P)$. Структура коэффициента F_v для изотропного тела аналитически может быть определена интегрированием системы уравнений (4-15) или более сложной системы уравнений для реальных конструкций ПТС.

Подчеркнем, что математический анализ рассматриваемого явления привел к системе уравнений (4-5)—(4-10), интегрирование которой даже для простейшего случая изотропного тела несложной конфигурации (шар, пластина) приводит к большим математическим трудностям. Допущение (4-14) позволяет систему уравнений (4-5) — (4-10) свести к более простой (4-15); решение системы уравнений (4-15) во многих практически интересных случаях не приводит к особым затруднениям. Таким образом, допущение (4-14) играет важную роль в теории тепловых режимов ПТС и требует подробного обоснования.

4-3. Распределение источников энергии в ПТС

Рассмотрим наиболее распространенную цилиндрическую конструкцию ПТС. Пусть в неограниченном полупроводниковом цилиндре радиусом a течет ток вдоль образующих цилиндра, коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности не зависят от температуры, электропроводность материала изменяется с температурой по закону, выраженному формулой (4-8).

Сравним значения среднеобъемных температур для двух случаев: 1) удельная мощность является функцией координат; 2) удельная мощность не зависит от координат. Чем больше перепад температур по радиусу цилиндра, тем выше в силу зависимости (4-2) проводи-

мость внутренних частей полупроводникового тела. Удельная мощность перераспределяется в этом случае таким образом, что w на периферии меньше, чем в центре, и зависимость $w = w(x)$ становится симметричной функцией относительно оси цилиндра. Предположим, что w зависит от координат по закону параболы:[1]

$$w = w_0 (1 - kx^2), \tag{4-17}$$

где w_0 — удельная мощность в центре цилиндра;
x — текущая координата, начало координат в центре цилиндра;
k — постоянный коэффициент.

Температурное поле цилиндра в первом случае будет описываться следующей системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2\vartheta}{dx^2} + \frac{1}{x}\frac{d\vartheta}{dx} + \frac{w_0(1 - kx^2)}{\lambda} = 0; \\ &\left(\frac{d\vartheta}{dx} + \frac{\alpha}{\lambda}\vartheta\right)_{x=a} = 0, \quad \left.\frac{d\vartheta}{dx}\right|_{x=0} = 0. \end{aligned}\right\} \tag{4-18}$$

Интегрируя систему уравнений (4-18) и приводя полученное решение к безразмерному виду, получим:

$$\theta = \frac{1}{4}\left[\left(1 + \frac{2}{\mathrm{Bi}} - X^2\right) - K\left(1 + \frac{1}{\mathrm{Bi}} - \frac{X^2}{4}\right)\right], \tag{4-19}$$

где

$$\theta = \frac{\vartheta\lambda}{w_0 a^2}, \quad \mathrm{Bi} = \frac{\alpha}{\lambda}a, \quad X = \frac{x}{a}, \quad K = ka^2.$$

При равномерном распределении мощности по сечению цилиндра $K = 0$, и критерий θ равен:

$$\theta_1 = \frac{\vartheta_1\lambda}{w_1 a^2} = \frac{1}{4}\left(1 + \frac{2}{\mathrm{Bi}} - X^2\right). \tag{4-20}$$

Индекс 1 означает равномерное распределение мощности.

В уравнении (4-17) w_0 является неопределенным параметром, который найдем из следующего условия — полные мощности, выделяющиеся в цилиндрах при равномерном (P_1) и неравномерном (P) тепловыделениях, должны быть равны:

$$P = P_1 = w_0 \int_0^1 (1 - KX^2)\, 2\pi X\, dX = w_1 2\pi \int_0^1 X\, dX.$$

После преобразований получим

$$w_0 = w_1 (1 - 0{,}5K)^{-1}. \tag{4-21}$$

Осредняя выражения (4-19) и (4-20) по площади сечения цилиндра и учитывая зависимость (4-21), найдем отношение среднеобъемных значений критериев θ_{v1} и θ_v:

$$\frac{\theta_{v1}}{\theta_v} = \frac{\vartheta_{v1}}{\vartheta_v}\,\frac{1}{1 - 0{,}5K}$$

[1] Можно было бы выбрать иную симметричную функцию $w(x)$, однако это не привело бы к существенно иным результатам.

или

$$N = \frac{\vartheta_{v1}}{\vartheta_v} = \frac{\theta_{v1}\,(1 - 0{,}5K)}{\theta_v} = \frac{(0{,}5 + 2\mathrm{Bi}^{-1})\,(1 - 0{,}5K)}{(0{,}5 + 2\mathrm{Bi}^{-1}) - K\left(\mathrm{Bi}^{-1} + \frac{1}{6}\right)}. \quad (4\text{-}22)$$

Как видно из уравнения (4-22), $N = N\,(\mathrm{Bi}, K)$. При увеличении критерия Bi растет неравномерность температурного поля, поля проводимостей и удельной мощности, т. е. растет K. При больших значениях Bi и K величина N может значительно отличаться от единицы и, следовательно, увеличится ошибка, вносимая в расчеты допущением о независимости удельной мощности от координат. Установим пределы, в которых могут меняться величины N и K.

Так как произведение KX^2 не может превысить единицы, то $0 \leqslant K \leqslant 1$. При $K = 1$ имеет место наиболее неравномерное распределение мощности по координатам. Критерий Bi теоретически может изменяться от нуля до бесконечности, практически диапазон его изменения будет значительно меньше.

Таблица 4-1

Оценка величины погрешности δ (при Bi = ∞)

K	N	δ, %
0,0	1,000	0,0
0,1	0,983	1,7
0,3	0,946	5,6
0,5	0,900	10,0
0,7	0,850	16,5
1,0	0,750	25,0

Определим, какую ошибку δ вносит в расчеты среднеобъемной температуры предположение (4-14). Очевидно, что

$$\delta = (1 - N)\,100\ [\%]. \quad (4\text{-}23)$$

Из уравнения (4-22) следует, что при $\mathrm{Bi} = 0$ $N = 1$ и $\delta = 0$, т. е. при очень малых значениях критерия Bi предположение (4-14) практически не вносит ошибки в расчет.

Рассмотрим другой крайний случай — $\mathrm{Bi} = \infty$; из (4-22) получаем

$$N|_{\mathrm{Bi}=\infty} = \frac{1 - 0{,}5K}{1 - \frac{1}{3}K}. \quad (4\text{-}24)$$

Результаты расчета по формуле (4-23) и (4-24) сведены в табл. 4-1.

Из табл. 4-1 видно, что максимально возможная ошибка в расчете не превышает 25% при $\mathrm{Bi} = \infty$, но практически реализовать условие $\mathrm{Bi} = \infty$ для полупроводниковых термосопротивлений очень трудно. В реальных условиях эксплуатации ПТС максимальные значения критерия Bi не превышают единицы, что можно легко показать. Максимальный диаметр цилиндрических ПТС $2a < 10^{-2}$ *м*; минимальное значение коэффициента теплопроводности $\lambda > 1$ *вт/м·град*; коэффициенты теплоотдачи в движущейся газовой среде $\alpha < 100$ *вт/м²·град*, т. е.

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha}{\lambda}a < \frac{100 \cdot 10^{-2}}{2} = 0{,}5.$$

Практически наиболее вероятны следующие условия: $a = 1$ *мм*, $\lambda = 2$ *вт/м·град*, $\alpha = 10 \div 1000$ *вт/м²·град* *, т. е. $\mathrm{Bi} = 5 \cdot 10^{-3} \div 0{,}5$.

* Это соответствует теплоотдаче ПТС в вакууме ($\alpha = 10$) и в движущейся жидкой среде ($\alpha = 1000$).

Для наиболее неблагоприятного случая ($K = 1$) ошибка в расчете среднеобъемной температуры рабочей части ПТС не превышает нескольких процентов:

Bi	N	δ, %
$3 \cdot 10^{-3}$	1,00	0
0,1	0,99	1
0,3	0,98	2
1,0	0,94	6

Таким образом, неравномерное распределение удельной мощности по координатам несущественно влияет на величину среднеобъемной температуры ПТС, что оправдывает допущение (4-14). К такому же выводу можно прийти, если рассмотреть ПТС иной конфигурации или несколько иной характер распределения удельной мощности по координатам. При разработке теории, кроме допущения (4-14), были сделаны еще два предположения, а именно: коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности не зависят от температуры. Влияние таких предположений на точность определения среднеобъемной температуры будет исследовано в дальнейшем. Пока будем проводить анализ, считая, что $\alpha \neq \alpha(t)$ и $\lambda \neq \lambda(t)$.

4-4. Аналитическое выражение электрических статических характеристик ПТС

а) Полупроводниковые термосопротивления прямого нагрева. В ПТС прямого нагрева ленц-джоулево тепло выделяется только в рабочем теле полупроводника. Будем считать, что значения коэффициентов F_v известны и среднеобъемная температура ПТС может быть определена по формуле (4-16).

Докажем следующее положение: электрические статические характеристики ПТС непосредственного нагрева в основном определяются четырьмя параметрами A, B, t_c и F_v [Л. 4-3, 4-4].

Рассмотрим последовательно различные электрические характеристики ПТС.

Зависимость сопротивления от мощности, рассеиваемой ПТС. Подставляя в формулу (4-2) значение F_v из (4-16), получим:

$$R = A \exp\left(\frac{B}{T_c + PF_v}\right), \quad T_c = t_c + 273{,}2. \tag{4-25}$$

Вольтамперная характеристика ПТС. Принимая во внимание зависимости

$$R = \frac{U}{I} \text{ и } P = UI,$$

получим

$$\frac{U}{I} = A \exp\left(\frac{B}{T_c + UIF_v}\right). \tag{4-26}$$

Коэффициент рассеяния ПТС. Сопоставляя уравнения (4-3) и (4-16), получим

$$H = \frac{1}{F_v}. \qquad (4\text{-}27)$$

Коэффициент энергетической чувствительности ПТС. Представив уравнение (4-4) в виде

$$G = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta T_v}}{\frac{\Delta R}{\Delta T_v} \cdot \frac{1}{R} 100}$$

и воспользовавшись значениями R и $\frac{\Delta P}{\Delta T_v}$ из (4-2), (4-3) и (4-27), получим для G следующее выражение:

$$G = -\frac{1}{100 F_v} \cdot \frac{(T_c + PF_v)^2}{B}. \qquad (4\text{-}28)$$

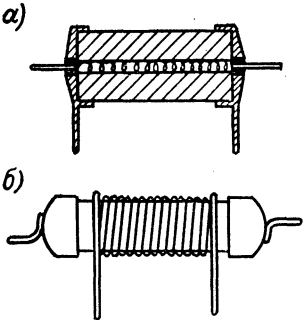


Рис. 4-2. ПТС с косвенным подогревом: *а* — внутренний подогрев; *б* — внешний подогрев.

Максимально допустимая мощность рассеяния $P_{макс}$:

$$P_{макс} \leqslant \frac{t_{макс} - t_c}{F_{макс}}, \qquad (4\text{-}29)$$

где $t_{макс}$ — максимально допустимая для данного материала температура;

$F_{макс}$ — максимальное значение коэффициента $F(x, y, z)$ для данного типа ПТС.

Критерий чувствительности. Иногда удобно характеризовать чувствительность ПТС безразмерным параметром θ_v, равным

$$\theta_v = \frac{\vartheta_v \lambda}{wa^2}. \qquad (4\text{-}30)$$

Критерий θ_v определяет ту удельную мощность, которую рассеивает ПТС при повышении его температуры на 1 *град* над температурой среды. Анализируя структуру формул (4-25)—(4-30), видим, что большинство электрических статических характеристик определяется четырьмя параметрами A, B, t_c, F_v.

б) Полупроводниковые термосопротивления с косвенным подогревом. Полупроводниковые термосопротивления с косвенным подогревом (сокращенно ПТС-К) используются в тех случаях, когда нужно электрически разделить управляющую и управляемые цепи, взаимодействие между которыми осуществляется за счет тепловых процессов. ПТС-К конструктивно могут быть оформлены различными способами. На рис. 4-2 схематично представлены две такие конструкции с внутренним и наружным расположением подогревной спирали. На рис. 4-3, *а* показано полупроводниковое термосопротивление с косвенным подогревом, заключенное в баллон с нормальным цоколем;

на рис. 4-3, *б* в большом масштабе изображен рабочий элемент *П*. Более детально конструктивное оформление и применение ПТС-К описаны в работах [Л. 4-12, 4-13]. Тепловые процессы в термосопротивлениях с косвенным подогревом несколько сложнее, чем в обычных ПТС. Энергия, выделяющаяся в подогревной обмотке, создает дополнительное температурное поле, что позволяет менять среднеобъемную температуру полупроводника, т. е. ПТС-К является прибором с двойным управлением. Если коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности детали не изменяются с температурой, то среднеобъемная температура ПТС-К, выраженная в абсолютной шкале (T_v), определяется уравнением [Л. 4-8]

$$T_v = T_c + P_1 F_{1v} + P_2 F_{2v}, \quad (4\text{-}31)$$

где P_1 — мощность, рассеиваемая рабочей частью ПТС-К;
P_2 — мощность, рассеиваемая подогревной обмоткой;
F_{1v} и F_{2v} — тепловые коэффициенты, зависящие от конструкции, теплофизических свойств материалов и условий эксплуатации ПТС-К.

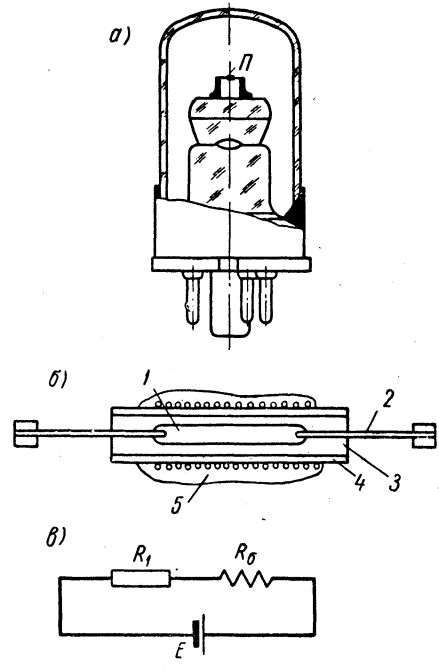


Рис. 4-3. ПТС типа ТКП-300 с внутренним подогревом: *а* — общий вид конструкции; *б* — рабочий элемент; *в* — простейшая электрическая схема включения ПТС-К; $R_б$ — балластное сопротивление; R_1 — сопротивление полупроводникового тела; E — э. д. с. источника питания.

1 — полупроводниковое тело прибора; *2* — платиновые электроды; *3* — зазор; *4* — кварцевая трубочка; *5* — подогревная спираль.

Предположим, что структура коэффициентов F_{1v} и F_{2v} известна; тогда электрические статические характеристики ПТС-К можно представить в аналитической форме, пригодной для практических расчетов. Остановимся подробнее на некоторых из этих характеристик. Найдем зависимость сопротивления R_1 полупроводникового элемента от силы тока I_2 в подогревной обмотке.

Подставляя в уравнение (4-2) значение T_v из (4-31), получим зависимость $R_1 = R_1(I_2)$:

$$R_1 = A \exp\left(\frac{B}{T_c + P_1 F_{1v} + I_2^2 R_2 F_{2v}}\right), \quad (4\text{-}32)$$

где R_2 — электрическое сопротивление подогревной обмотки.

Формула (4-32) позволяет произвести подробный анализ зависимости $R_1 = R_1(I_2)$ при разных значениях других параметров и найти

вольтамперную характеристику ПТС-К:

$$\frac{U_1}{I_1} = A \exp\left(\frac{B}{T_c + P_2 F_{2v} + U_1 I_1 F_{1v}}\right). \qquad (4\text{-}33)$$

Из (4-33) следует, что мощность P_2 (или сила тока I_2) изменяет вольтамперные характеристики так же, как и температура внешней среды в обычном ПТС.

Коэффициентом рассеяния H_1 назовем отношение мощности P_1, рассеиваемой ПТС-К, к его средней температуре перегрева при постоянном значении P_2, т. е.

$$H_1 = \frac{P_1}{T_v - T_c}\Big|_{P_2=\text{const}}. \qquad (4\text{-}34)$$

Соответственно коэффициент рассеяния H_2 равен

$$H_2 = \frac{P_2}{T_v - T_c}\Big|_{P_1=\text{const}}. \qquad (4\text{-}35)$$

Нетрудно показать, что

$$H_1 = \frac{1}{F_{1v}} \quad \text{и} \quad H_2 = \frac{1}{F_{2v}}. \qquad (4\text{-}36)$$

Выше указывалось, что дополнительный нагрев $P_2 F_{2v}$ рабочего тела ПТС-К подогревной обмоткой влияет на электрические характеристики так же, как и внешняя температура T_c. Введем обозначение

$$T_c' = T_c + P_2 F_{2v}$$

и назовем температурным коэффициентом $\omega_к$ ПТС-К величину, показывающую, на сколько процентов изменится сопротивление полупроводника при изменении температуры T_c' на 1 *град*. При этом изменение температуры может происходить как за счет колебаний температуры T_c среды, так и за счет изменения температуры $P_2 F_{2v}$ от подогревателя.

Таким образом, по определению,

$$\omega_к = \frac{\Delta R_1}{R_1} \cdot \frac{100}{\Delta T_c} = \frac{\Delta R_1}{\Delta T_c'} \cdot \frac{100}{R_1}, \qquad (4\text{-}37)$$

где R_1 — сопротивление полупроводника.

На величину $\omega_к$ должен влиять выбор схемы включения ПТС-К.

Остановимся на конкретной схеме включения ПТС-К, например на схеме рис. 4-3, *в* и найдем $\frac{\Delta R_1}{\Delta T_c'}$.

Дифференцируя R_1 в уравнении (4-32) по T_c', получим

$$\frac{\Delta R_1}{\Delta T_c'} = -R_1 B \frac{1 + F_{1v}\frac{\Delta P_1}{\Delta T_c'}}{\left(T_c' + P_1 F_{1v}\right)^2}. \qquad (4\text{-}38)$$

Для схемы, изображенной на рис. 4-3, *в*, справедливы следующие равенства:

$$P_1 = I_1^2 R_1 \quad \text{и} \quad I_1 = \frac{E}{R_1 + R_б},$$

из которых можно получить

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta T_c'} = I_1^2 \frac{\Delta R_1}{\Delta T_c'} \left(1 - \frac{2R_1}{R_б + R_1}\right). \tag{4-39}$$

Из уравнений (4-37) — (4-39) можно получить выражение для температурного коэффициента ПТС-К:

$$\omega_к = -\frac{B\Delta T_c'}{(T_c + P_2 F_{2v} + P_1 F_{1v})^2 + BP_1 F_{1v}\left(1 - \frac{2R_1}{R_1 + R_б}\right)}, \tag{4-40}$$

где

$$\Delta T_c' = \Delta T_c + F_{2v}\Delta P_2.$$

Пользуясь формулой (4-40), нетрудно рассчитать, на сколько процентов изменится сопротивление ПТС при различных колебаниях температуры внешней среды ΔT_c и мощности подогревной обмотки. При другой схеме включения ПТС-К в цепь (например, мостовой) температурный коэффициент $\omega_к$ будет иметь несколько иной, чем (4-40), вид. Выражение для $\omega_к$ в этом случае можно получить, рассуждая, как было указано выше.

Найдем максимально допустимую мощность рассеяния ПТС-К. Пусть материал полупроводникового тела ПТС-К способен выдерживать без необратимых изменений температуру $t_{макс}$. Максимальный перегрев, очевидно, возникнет в центре полупроводникового тела. Пусть этой точке соответствует значение функции F_1, равное $F_{1\,макс}$. Тогда максимально допустимую мощность, которую может без необратимых изменений рассеять ПТС-К, следует вычислять по формуле

$$P_{1\,макс} = \frac{t_{макс} - t_c + P_2 F_{2\,макс}}{F_{1\,макс}}. \tag{4-41}$$

Анализируя полученные выше выражения для электрических характеристик ПТС-К, приходим к выводу, что эти характеристики определяются параметрами A, B, T_c, F_{1v}, F_{2v}.

4-5. Методы определения параметров A, B, F_i

Итак, большинство электрических статических характеристик ПТС и ПТС-К однозначно определяются параметрами A, B, T_c, F_i ($i = 1v$, $2v$, макс). Значение температуры внешней среды задается, а величины A, B и F_i определяются обычно из опыта. Коэффициенты F_i, как было показано выше, могут быть получены и расчетным путем, что потребует интегрирования системы уравнений (4-15), составленной для группы ПТС, объединенных некоторыми общими признаками. Основная задача теории тепловых режимов ПТС состоит

в определении расчетных формул для коэффициентов F_i. Коэффициенты A и B можно найти из температурной характеристики ПТС, полученной экспериментально, т. е. анализ электрических статических характеристик ПТС все же требует постановки одного опыта.

Было бы неплохо провести такой анализ еще в период разработки ПТС, чтобы выбрать соответствующие материалы и конструкцию проектируемой детали. В этом случае задача может быть сформулирована следующим образом. Требуется, например, рас-

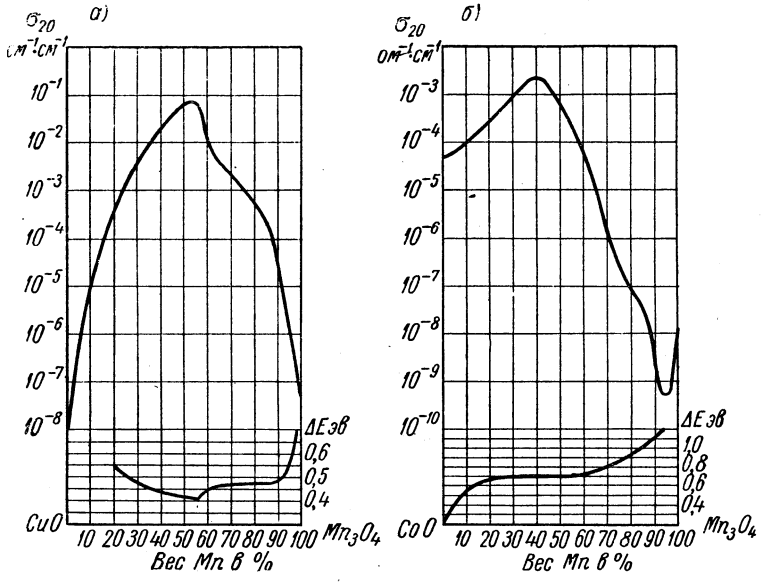


Рис. 4-4. Зависимость электропроводности σ при $t = 20°$ С и энергии активации ΔE ПТС от процентного весового содержания Mn: *а* — медно-марганцевые полупроводники; *б* — кобальто-марганцевые полупроводники. Весовые проценты Mn даны из расчета на металлы без учета кислорода.

считать вольтамперную характеристику проектируемого термосопротивления цилиндрической конструкции. Параметры полупроводникового материала, из которого предполагается изготовить ПТС, известны (пусть состав содержит по весу 90% окислов марганца и 10% закиси меди). Условия работы ПТС заданы (естественная конвекция при давлении 10 *мм* рт. ст.), температура окружающей среды также известна.

Для решения этой задачи необходимо знать, какие значения параметров A и B будет иметь выбранная композиция после соответствующей технологической обработки. Развитие наших представлений о полупроводниках и исследование физических свойств некоторых полупроводниковых материалов уже в настоящее время позволяют (правда, с невысокой точностью) оценить параметры A и B. Если воспользоваться результатами работы [Л. 4-11], то можно следующим образом решить поставленную задачу. На рис. 4-4, заимствованном из этой работы, даны эксперимен-

тальные зависимости удельной электропроводности σ [$ом^{-1} \cdot см^{-1}$] при 20° С и энергии активации ΔE [$эв$] ПТС от процентного весового содержания Mn для медно-марганцевых и кобальто-марганцевых полупроводниковых материалов. По этим графикам определяем

$$B = 5800\Delta E^{\circ}\ \text{К},\quad \sigma|_{t=20} = \sigma_{20} \tag{4-42}$$

и находим

$$\varrho_0 = A_{уд} = \frac{1}{\sigma_{20}} \exp\left(-\frac{B}{293}\right).$$

В большинстве случаев зависимости типа, изображенного на рис. 4-4, неизвестны или экспериментатор имеет дело с готовым ПТС неизвестного состава. Тогда остается единственный путь определения величин $A_{уд}$ и B — из экспериментально найденных зависимостей сопротивления ПТС от температуры.

Пример 4-1.

Полупроводниковое медно-марганцевое термосопротивление содержит 75% (весовых) Mn_3O_4. Найти параметры ϱ_0 и B полупроводникового материала.

Решение.

По графикам рис. 4-4 определяем удельную электропроводность данного полупроводникового материала при 20° С и энергию активации: $\sigma_{20} = 10^{-3}$ $ом^{-1} \cdot см^{-1}$. $\Delta E = 0{,}47$ $эв$.

Рассчитываем величины B и ϱ_0 по формулам (4-42): $B = 5800 \cdot 0{,}47 = 73°$ К, $\varrho_0 = 9{,}10 \cdot 10^{-2}$ $ом \cdot см$.

4-6. Влияние параметров A, B, T_c и F_i на электрические статические характеристики ПТС

Покажем это влияние на примере вольтамперных характеристик ПТС при различных значениях параметров, указанных на рис. 4-5. Графики рис. 4-5 были получены расчетным путем по следующей схеме:

1) параметры A, B, T_c и F_v известны;

2) задаем мощность P, находим $T_v = T_c + PF_v$;

3) по формуле (4-26) находим сопротивление R, соответствующее заданной мощности P;

4) значение тока и падение напряжения на ПТС рассчитываются по формулам

$$I = \sqrt{\frac{P}{R}},\quad U = IR.$$

Задавая иное значение мощности, получим новые значения U и I и т. д.

Анализируя полученные результаты (рис. 4-5), можно отметить следующую особенность: изменение параметров A, B, T_c деформирует статические вольтамперные характеристики ПТС, а изменение F_v перемещает правую ветвь характеристики параллельно самой себе. Таким образом, определенным образом варьируя величины A, B, T_c и F_v, можно менять вид вольтамперных характеристик ПТС.

На рис. 4-6 показано влияние колебаний величин $A_{уд}$ и B на вид вольтамперных статических характеристик. При этом рассматривалось ПТС, коэффициент F_v которого равен 310 $град/вт$, $t_c = 25°$ С,

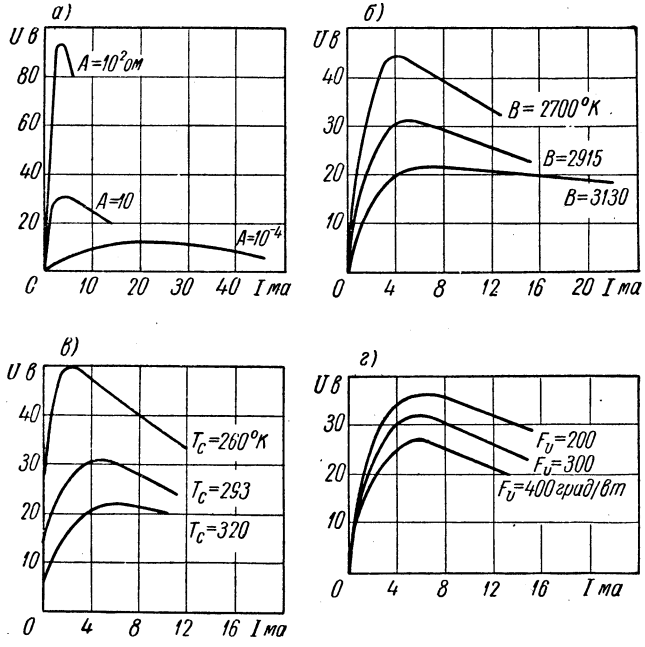


Рис. 4-5. Влияние различных параметров на вольтамперные характеристики ПТС: *а* — влияние A, $F_v = 300$ *град/вт*, $B = 2915°$ К, $T_c = 293°$ К; *б* — влияние B, $F_v = 300$ *град/вт*, $A_{уд} = 0{,}5$ *ом·см*, $T_c = 293°$ К; *в* — влияние T_c, $F_v = 300$ *град/вт*, $A_{уд} = 0{,}5$ *ом·см*, $B = 2915°$ К; *г* — влияние F_v, $A_{уд} = 0{,}5$ *ом·см*, $B = 2915°$ К, $T_c = 293°$ К.

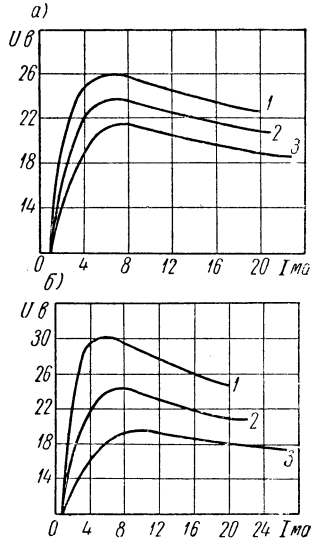


Рис. 4-6. Влияние на вид вольтамперных характеристик ПТС типа ММТ-1 параметров $A_{уд}$ и B (воздух, естественная конвекция, $t_c = 25°$ С:) *а* — влияние $A_{уд}$, *1* — $A_{уд} = 0{,}0912$ *ом·см*, *2* — $A_{уд} = 0{,}076$ *ом·см*, *3* — $A_{уд} = 0{,}0608$ *ом·см*; *б* — влияние B, *1* — $B = 2400°$ К, *2* — $B = 2550°$ К, *3* — $B = 2700°$ К.

длина и диаметр рабочей части ПТС 0,8 и 0,18 *см*. ПТС медно-марганцевое с содержанием 75% Mn по весу. В этом случае $A_{уд} = 7{,}6 \times 10^{-2}$ *ом·см* (кривая *2*, рис. 4-6, *а*). Если величина $A_{уд}$ будет отклоняться от данного значения на $\pm 20\%$, то вольтамперные характеристики примут вид, соответствующий кривым *1* и *3*.

Для рассматриваемого случая величина B равна 2550° K. Если B известно с точностью $\pm 6\%$ (2550 ± 150), то вольтамперные характеристики будут изменять свой вид, как это показано на рис. 4-6, *б*.

Принятая здесь точность $A_{уд}$ ($\pm 20\%$) и B ($\pm 6\%$) примерно соответствует действительности, если определять эти параметры по методу, рассмотренному в 4-5. Эксперимент позволяет определить параметры $A_{уд}$ и B с гораздо большей точностью.

Определим экстремальные точки вольтамперной характеристики ПТС. Последние можно найти, если приравнять нулю первую производную $\frac{dU}{dI}$. Проделав эту операцию над уравнением (4-26) и учтя, что

$$\vartheta_v = t_v - t_c = UIF_v, \tag{4-43}$$

получим значение среднеобъемной температуры перегрева ϑ_v^*, при котором падение напряжения на ПТС приобретает экстремальные значения:

$$\vartheta_v^* = \frac{B - 2T_c \pm B\sqrt{1 - \frac{4T_c}{B}}}{2}. \tag{4-44}$$

Знак плюс перед радикалом уравнения (4-44) соответствует минимуму вольтамперной характеристики, который практически не наблюдается на опыте, так как ϑ_v^* достигает в этом случае значений, превосходящих максимально допустимую температуру полупроводникового материала. Поэтому практический смысл приобретает формула

$$\vartheta_v^* = \frac{B - 2T_c - B\sqrt{1 - \frac{4T_c}{B}}}{2}, \tag{4-45}$$

позволяющая найти температуру, при которой падение напряжения на ПТС достигает максимального значения. Зная ϑ_v^*, нетрудно по формуле (4-16) найти величину мощности P^*, рассеиваемую ПТС при данной температуре, а также величины R^*, $U^* = U_{макс}$ и I^*:

$$\left.\begin{aligned} P^* &= \frac{\vartheta_v^*}{F_v}, \quad R^* = A\exp\left(\frac{2}{1 - \sqrt{1 - \frac{4T_c}{B}}}\right), \\ I^* &= \sqrt{\frac{P^*}{R^*}}, \quad U_{макс} = U^* = I^* R^*. \end{aligned}\right\} \tag{4-46}$$

4-7. Описание конструкции и свойств материалов радиотехнических сопротивлений и ПТС

а) Описание конструкции. Некоторые конструкции ПТС и радиотехнических сопротивлений имеют много общего. Процессы теплообмена в них протекают практически одинаково, поэтому целесообразно объединить вопросы, связанные с исследованием теплового режима этих деталей. При анализе теплового режима ПТС будем считать, что выполняется основная предпосылка (4-14) теории и задача сводится к интегрированию системы уравнений (4-15), т. е. к определению аналитического выражения для коэффициентов F_i.

Одна из наиболее распространенных конструкций радиотехнических сопротивлений схематично изображена на рис. 4-7, где *1* — тонкий токопроводящий слой (углеродистый, металлический, специальные материалы); *2* — цилиндрическое тело сопротивления (сплошной или полый цилиндр); *3* — контактные колпачки; *4* — проводники. Рабочее тело сопротивлений (ВС, МЛТ) покрывается слоем электровлагозащитного лака, который одновременно предохраняет токопроводящий элемент от механических повреждений. В других конструкциях (МПТ) тело сопротивления запрессовывается в специальный пластмассовый чехол.

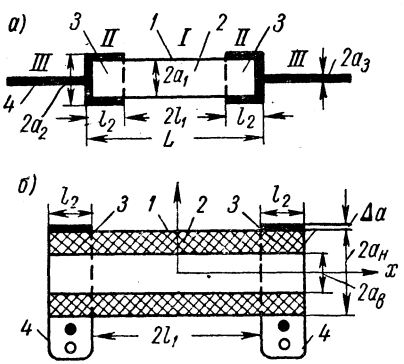


Рис. 4-7. Конструкции ПТС и радиотехнических сопротивлений: *а* — сплошной цилиндр; *б* — полый цилиндр.

В токопроводящем элементе *1* сопротивления выделяется ленц-джоулево тепло, которое может разогреть деталь до недопустимой температуры, при которой материал необратимо изменяет свои свойства. В объемных сопротивлениях (проволочных и непроволочных), как и в ПТС, рабочим телом детали является область *2*.

Конструкции поверхностных, объемных сопротивлений и ПТС условно разделены на три группы. Характерной чертой различных конструкций первой группы является равномерное поле температуры в рабочей части детали. К таким конструкциям относятся ПТС с малым рабочим элементом, например, бусинковые ПТС в чехле (рис. 4-8, *ж*) и без чехла (рис. 4-8, *е*), небольшие диски (рис. 4-8, *в*, *д*), пленки полупроводниковых болометров (рис. 4-8, *г*). К конструкциям второй группы будем относить такие детали, в поперечном сечении которых температурным градиентом можно пренебречь, т. е. температурное поле детали является функцией одной координаты. Таким свойством обладают почти все радиотехнические сопротивления (рис. 4-7, *а*, *б*, 4-8, *б*) и конструкции ПТС типа ММТ и КМТ-1, 4, 5 (рис. 4-8, *а*, *и*, *к*), а также набранные из дисков ПТС с охлаждающими ребрами (рис. 4-8, *з*). В некоторых ПТС температурное поле неравномерно как по длине рабочей части, так и в поперечном сече-

нии, т. е. температура является функцией двух координат; такие конструкции будем относить к третьей группе.

б) Теплофизические свойства материалов. ПТС и радиотехнические сопротивления включают в себя узлы, теплофизические свойства материалов которых весьма различны. Рассмотрим теплопроводность и теплоемкость этих материалов.

Электроды, контакты и некоторые узлы рассматриваемых деталей (например, кожуха) могут изготавливаться из материалов, теплопроводность которых приведена в табл. 2-1. В том интервале температур, в котором могут работать рассматриваемые детали (до 150° С), температурная зависимость λ и $c_{уд}$ выражена слабо и ее можно не учитывать в расчетах.

В поверхностных радиотехнических сопротивлениях основа детали изготавливается из радиокерамики. Коэффициент теплопроводности радиокерамики значительно изменяется с температурой, что необходимо учитывать в тепловых расчетах. Зависимость коэффициента теплопроводности радиокерамики от температуры может быть выражена формулой

$$\lambda = (1{,}35 + 0{,}009t) \quad [вт/м \cdot град]. \qquad (4\text{-}47)$$

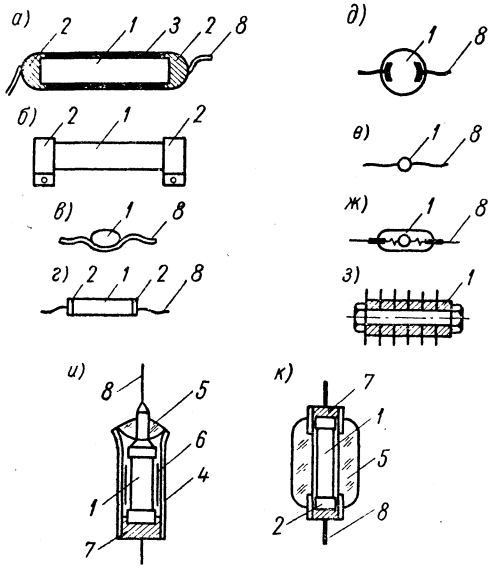


Рис. 4-8. Различные конструкции ПТС.

1—тело ПТС; *2*—контактные колпачки; *3*—слой краски; *4* — металлический чехол; *5* — стеклянный изолятор; *6*—металлическая фольга; *7*—слой олова; *8* — проводники.

Достоверные сведения о теплопроводности полупроводниковых термисторных материалов в литературе практически отсутствуют. В 1957 г. автором были проведены исследования теплопроводности и теплоемкости медно-марганцевых и кобальто-марганцевых материалов в зависимости от температуры и состава материала.

На рис. 4-9 приведены результаты измерений коэффициента теплопроводности рассматриваемых материалов. Соответствующие графики удельной электропроводности материалов указаны на рис. 4-4. Удельная теплоемкость, как показали измерения, является более стабильной величиной, мало изменяющейся в зависимости от состава материала. Для расчета удельной теплоемкости можно пользоваться следующими приближенными формулами:

для медно-марганцевых термисторных материалов

$$c_{уд} = (631 \pm 13) + (11 \pm 0{,}8)\ t \quad [дж/кГ \cdot град], \qquad (4\text{-}48)$$

для кобальтово-марганцевых термисторных материалов

$$c_{уд} = (657 \pm 17) + (9{,}5 \pm 1{,}0)\ t\ [дж/кГ \cdot град]. \qquad (4\text{-}49)$$

Формулы (4-48) и (4-49) позволяют с точностью до 10% оценить теплоемкость полупроводникового материала.

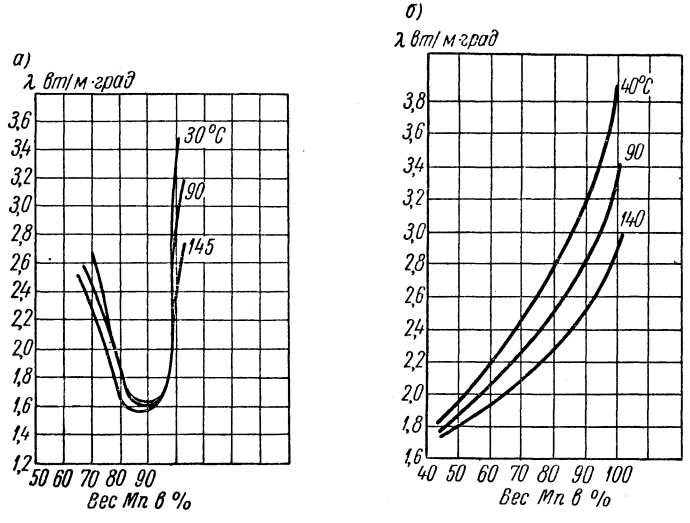


Рис. 4-9. Зависимость коэффициента теплопроводности полупроводниковых термисторных материалов от процентного весового состава марганца для медно-марганцевых (*а*) и кобальтово-марганцевых (*б*) полупроводников.

4-8. Тепловой режим конструкций первой группы

а) Математический анализ. Пусть полупроводниковое тело, поверхность которого S', имеет произвольную форму. Периметр, сечение проводника и число проводников обозначим соответственно через p_2, f_2 и n; теплоотдача рабочего тела ПТС равна α_1, теплопроводность и теплоотдача электродов λ_2 и α_2. Часть поверхности полупроводника S_1, равная $S_1 = S' - f_2 n$, соприкасается с внешней средой (рис. 4-10, *а*).

Пренебрегая градиентом температуры в поперечном сечении электродов и выделяющейся в них мощностью, составим дифференциальное уравнение теплопроводности:

$$\frac{d^2\vartheta_2}{dx^2} - b_2^2\vartheta_2 = 0, \qquad (4\text{-}50)$$

где

$$\vartheta_2 = t_2 - t_c, \quad b_2^2 = \frac{\alpha_2}{\lambda_2} \cdot \frac{p_2}{f_2}.$$

Пусть на расстоянии l_2 от тела полупроводника металлический проводник соединен с массивным металлическим стержнем (проволокой, контактами и т. д.), температура которого равна температуре

среды t_c, а на границе металлический проводник — полупроводник отсутствует температурный скачок; тогда

$$\vartheta_2|_{x=l_2} = 0, \quad \vartheta_2|_{x=0} = \vartheta_1. \tag{4-51}$$

Сформулируем закон сохранения энергии для рассматриваемой системы тел: мощность P, выделяющаяся в области I, рассеивается непосредственно в окружающую среду (P_1) и через проводники (P_2), т. е.

$$\left.\begin{aligned} P &= P_1 + P_2, \\ P_1 &= \alpha_1 \vartheta_1 S_1, \\ P_2 &= -\lambda_2 \frac{d\vartheta_2}{dx}\Big|_{x=0} f_2 n. \end{aligned}\right\} \tag{4-52}$$

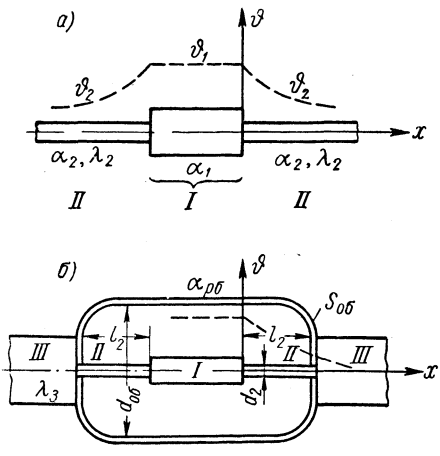


Рис. 4-10. Схематическое изображение конструкций первой группы: *а* — рабочий элемент соприкасается со средой; *б* — рабочий элемент находится в баллоне; *в* — рабочий элемент помещен в изоляционный чехол.

Решая систему уравнений (4-50) — (4-52), найдем:

$$\vartheta_1 = PF_1,$$

$$F_1 = \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \lambda_2 b_2 f_2 n \operatorname{cth} b_2 l_2}. \tag{4-53}$$

Рассмотрим ПТС, рабочее тело которого и электроды *II* отделены от окружающей среды оболочкой (рис. 4-10, *б*, *в*), а проводники *III* бесконечно длинные ($l_3 = \infty$); их сечение и периметр равны f_3 и p_3. Тепловой коэффициент F_1 в этом случае имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} F_1 &= \frac{1}{k_1 S_1 + \sigma_2 n A}, \qquad A = \frac{1 + \dfrac{\sigma_2}{\sigma_3} \operatorname{th} b_2 l_2}{\dfrac{\sigma_2}{\sigma_3} + \operatorname{th} b_2 l_2}, \\ b_2 &= \sqrt{\frac{k_2 p_2}{\lambda_2 f_2}}, \qquad b_3 = \sqrt{\frac{\alpha_3 p_3}{\lambda_3 f_3}}, \\ \sigma_2 &= \lambda_2 b_2 f_2, \quad \sigma_3 = \lambda_3 b_3 f_3, \end{aligned}\right\} \tag{4-54}$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты теплопередачи, структура которых будет в дальнейшем установлена.

При выводе формул (4-54) мы предполагали, что тепловой поток от областей *I* и *II* проходит через зазор и защитную оболочку в радиальном направлении, т. е. пренебрегали возможными искривлениями линий теплового тока в защитной оболочке. Нетрудно видеть,

что формулы (4-53) являются частным случаем более общих зависимостей (4-54). Мощность P, рассеиваемая полупроводником (область I), может быть рассчитана по формуле

$$P = P_3 + P_{об}, \tag{4-55}$$

где P_3 и $P_{об}$ — мощности, рассеиваемые проводниками III и оболочкой.

Можно показать, что мощность P_3 связана с полной мощностью P соотношением

$$P_3 = CP, \quad C = \frac{2\sigma_3}{\left(\operatorname{ch} b_2 l_2 + \frac{\sigma_3}{\sigma_2} \operatorname{sh} b_2 l_2\right)(k_1 S_1 + \sigma_2 n A)}. \tag{4-56}$$

Мощность, рассеиваемая оболочкой, связана с ее среднеповерхностной температурой $\bar{t}_{об}$ зависимостью

$$P_{об} = \alpha_{об} (\bar{t}_{об} - t_c) S_{об}, \tag{4-57}$$

где $\alpha_{об}$ — полный коэффициент теплоотдачи оболочки;
$S_{об}$ — площадь оболочки.

Подставив (4-56) и (4-57) в уравнение (4-55), получим зависимость, связывающую полную мощность P, рассеиваемую всей системой, со среднеповерхностной температурой оболочки:

$$P = \frac{\alpha_{об} (\bar{t}_{об} - t_c) S_{об}}{1 - C}. \tag{4-58}$$

Если оболочка имеет цилиндрическую форму, то коэффициенты теплопередачи вычисляются по формулам:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{d_1}{2\lambda_{1з}} \ln \frac{d_{об}}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{об}} \cdot \frac{d_1}{d_{об}}}, \quad k_2 = \frac{1}{\frac{d_2}{2\lambda_{2з}} \ln \frac{d_{об}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_{об}} \cdot \frac{d_2}{d_{об}}}, \tag{4-59}$$

где $\lambda_{1з}$ и $\lambda_{2з}$ — коэффициенты теплопроводности в зазоре.

б) Методика расчета тепловых характеристик. Зависимость между температурой отдельных узлов системы и рассеиваемой ею мощностью имеет нелинейный характер. Это обстоятельство вызывает необходимость придерживаться следующей схемы расчета.

Конструкции без защитной оболочки

1. Задаем температуру t_1 области I и температуру окружающей среды t_c.

2. По методу, изложенному в первой главе, находим полный коэффициент теплоотдачи α_1 области I при выбранном значении температур.

3. Для вычисления коэффициента теплоотдачи α_2 необходимо знать среднюю температуру электродов II. При этом можно исходить из приближенного значения этой температуры, так как ошибка в ее определении несущественно влияет в конечном итоге на искомое значение F_1. Поэтому будем полагать

$$\bar{t}_2 - t_c = 0{,}5 (t_1 - t_c). \tag{4-60}$$

4. Зная коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2, по формуле (4-53) находим F_1 и мощность P, соответствующую заданным значениям температур t_1 и t_c.

В том же порядке повторяется расчет для иного значения температуры t_1.

Обычно двух точек $(\vartheta_1, P)_1$ и $(\vartheta_1, P)_2$ бывает достаточно для графического построения зависимости $\vartheta_1 = \vartheta(P)$, так как третьей точкой служит начало координат.

Конструкции с защитной оболочкой

В этом случае расчет несколько усложняется. Пусть зазор заполнен твердым телом (рис. 4-10, *в*).

1. Задаем $\bar{t}_{об}$ и t_c и находим полный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{об}$ оболочки, коэффициенты теплопередачи k_1 и k_2 (4-59) и b_2.

2. Полагаем

$$(\bar{t}_3 - t_c) = 0{,}5\,(\bar{t}_{об} - t_c) \qquad (4\text{-}61)$$

и находим α_3, b_3, A (4-54).

3. Вычисляем по формуле (4-54) F_1 и по формуле (4-56) C.

4. По формуле (4-58) находим полную мощность P, соответствующую заданным значениям $\bar{t}_{об}$ и t_c, и температуру рабочей части детали

$$\vartheta_1 = PF_1.$$

В том же порядке повторяется расчет для иного значения температуры $\bar{t}_{об}$.

Если прослойка между областями *I*, *II* и оболочкой представляет собой не твердое тело, то коэффициенты теплопроводности $\lambda_{1з}$ и $\lambda_{2з}$ в формулах (4-59) могут значительно изменяться с температурой. В этом случае приходится вести расчет методом последовательных приближений, придерживаясь указанной выше схемы.

Для этого, задав $\bar{t}_{об}$, следует принять

$$\Delta t = t_1 - t_c = t_2 - t_c = 10 \text{ } град$$

и рассчитать эквивалентный коэффициент теплопроводности прослойки по формуле

$$\lambda_{2з} = (\alpha_к + \alpha_л)\frac{d_{об} - d_1}{2},$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_л$ определяются по формулам (1-17), (1-18) и (1-35).

Затем провести расчет по приведенной схеме. Если при этом $(t_1 - \bar{t}_{об})$ и $(t_2 - \bar{t}_{об})$ будут отличаться от произвольно выбранной величины 10 *град*, то следует снова найти $\lambda_{1з}$ и $\lambda_{2з}$ при новых значениях температуры и повторить расчет. Так необходимо поступать до тех пор, пока значения температур последующего и предыдущего приближения не будут практически отличаться.

Расчет электрических статических характеристик ПТС проводится затем по формулам (4-26)—(4-46).

Пример 4-2.

ПТС изготовлено в виде диска диаметром 4,95 *мм* и толщиной 1,7 *мм*, с двумя медными проводниками диаметром 0,4 *мм*, длина которых не ограничена. Поверхность диска покрыта лаком ($\varepsilon_1 = 0{,}9$), поверхность проводников блестящая ($\varepsilon_2 = 0{,}1$). ПТС находится в спокойном воздухе, температура которого $t_c = 24°$ С, давление нормальное. Известны также параметры $A = 1{,}054$ *ом* и $B = 2620°$ К. Найти следующие тепловые и электрические характеристики ПТС: $\vartheta_1 = f(P)$, $U = U(I)$, $R = R(P)$.

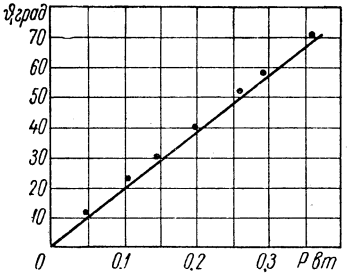


Рис. 4-11. Тепловая характеристика ПТС.

Сплошная линия—расчет; точки — эксперимент.

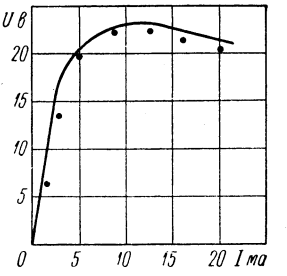


Рис. 4-12. Вольтамперная характеристика ПТС.

Сплошная линия — расчет; точки—эксперимент.

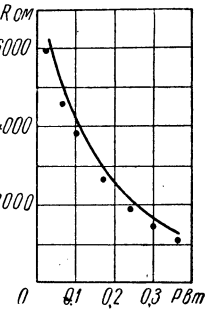


Рис. 4-13. Зависимость сопротивления R ПТС от рассеиваемой им мощности P.

Сплошная линия — расчет; точки — эксперимент.

Решение.

Основной рабочей формулой служит (4-53), в которой $\operatorname{cth} b_2 l_2 = 1$, так как по условию задачи $l_2 = \infty$. Расчет проводится по схеме, изложенной в 4-8, *б*, последовательность расчета представлена в табл. 4-2, где через C_1 обозначено выражение

$$C_1 = \alpha_1 S_1 + \lambda_2 b_2 f_2 n.$$

По результатам расчета построены искомые характеристики на рис. 4-11—4-13, там же теоретические кривые сопоставлены с экспериментальными.

Пример 4-3.

Расчет характеристик датчика уровня на полупроводниковых термосопротивлениях.

Рассчитать вольтамперную характеристику ПТС бусинкового типа, работающего в воздухе ($t_c = 20°$ С) и в воде ($t_c = 10,\ 20°$ С). По найденным вольтампер-

Таблица 4-2

Последовательность расчета тепловых и электрических характеристик ПТС

Параметр	Единица измерения	ϑ_1, *град*		
		30	50	70
t_1	°С	54	74	94
T_1	°К	327	347	367
α_1	*вт/м²·град*	22,7	23,3	23,9
ϑ_2	*град*	15	25	35
α_2	*вт/м²·град*	56	60	63
C_1	*вт/град*	$5{,}09 \cdot 10^{-3}$	$5{,}26 \cdot 10^{-3}$	$5{,}39 \cdot 10^{-3}$
F_1	*град/вт*	196	191	186
P	*вт*	0,152	0,263	0,376
R	*ом*	314·10	196·10	134·10
I	*а*	7,00	1,60	16,7
U	*в*	21,8	22,6	22,4

ным характеристикам ПТС в воздухе ($t_c = 20°$ С) и в воде ($t_c = 20°$ С) рассчитать элементы схемы датчика уровня.

Медно-марганцевое ПТС изготовлено из состава теплопроводность, B и ϱ которого равны: $\lambda = 1{,}63$ *вт/м²·град*, $B = 2550°$ К, $\varrho = 7{,}60 \cdot 10^{-2}$ *ом·см*.

Диаметр бусинки $d_1 = 0{,}1$ *см*, степень черноты поверхности $\varepsilon_1 = 0{,}9$. Диаметр медных проводников $d_2 = 0{,}01$ *см*, их коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 394$ *вт/м·град*, поверхность проводников окислена ($\varepsilon_2 = 0{,}2$). Длина проводников во много раз превышает их диаметр, т. е. $l_2 = \infty$.

Решение.

Находим свободную поверхность S_1 бусинки:

$$S_1 = \pi d_1^2 - \frac{\pi d_2^2}{2} = 3{,}12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

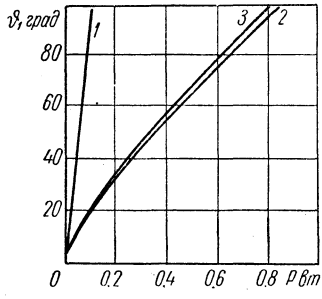


Рис. 4-14. Тепловые характеристики бусинкового ПТС, помещенного в спокойный воздух (*1*—$t_c = 20°$ С) и воду (*2*—$t_c = 20°$ С, *3*—$t_c = 10°$ С).

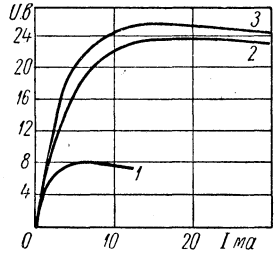


Рис. 4-15. Вольтамперные характеристики бусинкового ПТС, помещенного в спокойный воздух (*1* — $t_c = 20°$ С) и воду (*2* — $t_c = 20°$ С, *3* — $t_c = 10°$ С).

периметр p_2 и площадь поперечного сечения f_2 проводников

$$p_2 = \pi d_2 = 0{,}031 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0{,}78 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$$

и величину произведения

$$2\lambda_2 b_2 f_2 = \sqrt{4\lambda_2 p_2 f_2 \alpha_2} = 6{,}21 \cdot 10^{-5} \sqrt{\alpha_2} \text{ вт/град}.$$

Сопротивление бусинки-шарика можно найти, исходя из объема равновеликого куба, сторона которого

$$a = \frac{d_1}{2} \sqrt{\frac{4}{3}\pi} = 8{,}05 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

тогда

$$A = \varrho \frac{l}{f_1} = \frac{\varrho}{a} = 0{,}944.$$

Расчет вольтамперных характеристик ПТС, работающего в воздухе ($t_c = 20°$ С), приведен в табл. 4-3.

Конвективные коэффициенты теплоотдачи (табл. 4-3) рассчитывались по формулам (1-6), а радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи — по формулам (1-35).

Аналогично проводится расчет и для ПТС, работающего в воде. При этом предполагается, что в воду опущена только термочувствительная бусинка, а проводники остаются все время в воздухе.

В графическом виде результаты расчета приведены на рис. 4-14 и 4-15, где характеристики $\vartheta = \vartheta(P)$ и $U = U(I)$ даны для случая $t_c = 20°$ С для воздуха (кривая *1*) и $t_c = 10$, $20°$ С для воды (кривые *2* и *3*).

Для расчета элементов схемы датчика уровня можно воспользоваться графическим методом Г. К. Нечаева [Л. 4-12].

Таблица 4-3

Последовательность расчета тепловых и электрических характеристик ПТС

Параметр	ϑ_1, *град*		
	30	80	100
$t_1 = t_c + \vartheta_1$	50	100	120
$t_{1m} = 0{,}5\,(t_1 + t_c)$	35	60	70
$A_1\ (t_{1m})$	0,300	0,306	0,308
$\vartheta_1^{\frac{1}{8}}$	1,54	1,73	1,78
$\alpha_{1к}$	34,1	39,2	40,8
$f\,(t_1,\ t_c)$	6,67	8,53	9,40
$\alpha_{1л}$	6,0	7,66	8,45
α_1	40,1	46,9	49,2
$\alpha_1 S_1$	$1{,}25 \cdot 10$	$1{,}46 \cdot 10$	$1{,}54 \cdot 10$
$\bar{t}_2 = t_c + 0{,}5\vartheta_1$	40	65	75
$\bar{t}_{2m} = 0{,}5\,(\bar{t}_2 + t_c)$	28	40	45
$A_1\ (t_{2m})$	0,300	0,300	0,301
$(0{,}5\vartheta_1)^{\frac{1}{8}}$	1,38	1,59	1,63
$\alpha_{2к}$	131	151	155
$f\ (\bar{t}_2,\ t_c)$	6,21	7,04	7,39
$\alpha_{2л}$	1,24	1,40	1,48
α_2	132	152	156
$2\lambda_2 b_2 f_2$	$7{,}16 \cdot 10^{-4}$	$7{,}70 \cdot 10^{-4}$	$7{,}79 \cdot 10^{-4}$
C_1	$8{,}41 \cdot 10^{-4}$	$9{,}16 \cdot 10^{-4}$	$9{,}33 \cdot 10^{-4}$
$P = \vartheta_1 F_1^{-1}$	$25{,}2 \cdot 10^{-3}$	$73{,}3 \cdot 10^{-3}$	$93{,}3 \cdot 10^{-4}$
T_1	323	373	293
$\frac{B}{T_1}$	7,89	6,83	6,48
$\exp\left(\frac{B}{T_1}\right)$	2665	921	649
R	2520	869	612
I	$3{,}16 \cdot 10^{-3}$	$9{,}20 \cdot 10^{-3}$	$12{,}3 \cdot 10^{-3}$
U	7,95	7,99	7,52

4-9. Тепловой режим конструкций второй группы

Рассмотрим вначале конструкции, рабочая часть которых не имеет сквозной полости (рис. 4-7, *а*). Пусть в некоторой области i системы имеются равномерно распределенные объемные и поверхностные источники энергии, удельная мощность которых w_i [*вт/см*^{3}] и q_i [*вт/см*^{2}] соответственно. Найдем стационарное температурное поле, устанавливающееся в системе под действием источников энергии. Будем считать распределение температуры в поперечном сечении любой части системы равномерным. Кроме того, предположим, что коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности в различных частях системы не зависят от температуры.

Тогда разность dQ_i между количеством тепла Q_i, вошедшего в единицу времени вследствие теплопроводности в элементарный объем $dV_i = f_i dx$,[1] и количеством тепла, вышедшего из него ($Q_i + dQ_i$), а также количество тепла, выделившегося в единицу времени в элементарном объеме $w_i f_i dx$ и на его наружных границах $q_i p_i dx$, полностью рассеиваются в среду, т. е.

$$dQ_i + q_i p_i dx + w_i f_i dx = \alpha_i \vartheta_i p_i dx. \tag{4-62}$$

Вычислив обычными методами величину dQ_i, после преобразований приведем уравнение (4-62) к виду [Л. 4-7]:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2\vartheta_i}{dx^2} - b_i^2 \vartheta_i = -D_i, \\ &b_i^2 = \frac{\alpha_i p_i}{\lambda_i f_i}, \quad D_i = \frac{q_i p_i + w_i f_i}{\lambda_i f_i}. \end{aligned}\right\} \tag{4-63}$$

Уравнение (4-63) справедливо для всех частей конструкции ПТС или радиотехнических сопротивлений. Обычно конструкцию детали можно разбить на три характерные области: рабочая часть *I*, контакты *II*, проводники *III*.

Рассмотрим условия телообмена на границах этих областей, принимая во внимание, что обычно $f_1 = f_2 = f$ и $p_1 = p_2 = p$.

На границе областей *I*—*II* справедливы следующие условия:

$$\vartheta_1|_{l_1} = \vartheta_2|_{l_1}, \quad \lambda_1 \frac{d\vartheta_1}{dx}\bigg|_{l_1} = \lambda_2 \frac{d\vartheta_2}{dx}\bigg|_{l_1}. \tag{4-64}$$

На границе областей *II*—*III* граничные условия несколько сложнее. Найдем их, применяя закон сохранения энергии: количество тепловой энергии P', подходящей в единицу времени к торцу области *I*,

$$P' = -\lambda_2 \frac{d\vartheta_2}{dx}\bigg|_{l_1+l_2} f,$$

частично рассеивается в среду путем конвекции и излучения

$$P'' = [\alpha_\text{т} \vartheta_2 (f - f_3)]_{l_1+l_2},$$

[1] Через f_i и p_i обозначены площадь поперечного сечения и периметр области i.

а частично теплопроводностью переходит в область *III*

$$P''' = -\lambda_3 \frac{d\vartheta_3}{dx}\Big|_{l_1+l_2} f .$$

Так как

$$P' = P'' + P''',$$

то

$$\left[\lambda_2 \frac{d\vartheta_2}{dx} f + \alpha_\tau \vartheta_2 (f - f_3) - \lambda_3 \frac{d\vartheta_3}{dx} f_3\right]_{l_1+l_2} = 0, \qquad (4\text{-}65)$$

где α_τ — полный коэффициент теплоотдачи с торца. Кроме того, на границе областей *II* и *III* температуры ϑ_2 и ϑ_3 должны быть равны, т. е.

$$\vartheta_2|_{l_1+l_2} = \vartheta_3|_{l_1+l_2}. \qquad (4\text{-}66)$$

Предположим, что температурное поле системы симметрично, а проводник на расстоянии $(l_1 + l_2 + l_3)$ от начала координат соприкасается с массивным контактом, температура которого равна температуре окружающей среды, т. е.

$$\frac{d\vartheta_1}{dx}\Big|_{x=0} = 0, \quad \vartheta_3|_{l_1+l_2+l_3} = 0. \qquad (4\text{-}67)$$

Решая систему уравнений (4-63) — (4-67) и принимая во внимание, что p_i и w_i при $i = 2, 3$ равны нулю, получим выражение для температуры рабочей области системы

$$t_1 = t_c + (P_1 + P_2) F_1, \qquad (4\text{-}68)$$

где P_1 и P_2 — мощности, рассеиваемые в объеме (ПТС, объемные сопротивления, некоторые конструкции проволочных сопротивлений) и на поверхности рабочей части детали (поверхностные сопротивления, ПТС с косвенным обогревом), а

$$F_1 = \frac{1}{\alpha_1 S_1} (1 - L \operatorname{ch} b_1 x). \qquad (4\text{-}69)$$

Здесь α_1 — полный коэффициент теплоотдачи рабочей части детали;
S_1 — ее теплоотдающая поверхность; коэффициент L равен

$$L = \frac{1}{\operatorname{ch}\eta + \frac{b_1\lambda_1}{b_2\lambda_2} A \operatorname{sh}\eta}, \quad A = \frac{\operatorname{ch} r + D \operatorname{sh} r}{\operatorname{sh} r + D \operatorname{ch} r}, \qquad (4\text{-}70)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности материалов рабочей части детали и контактов.[1]

---

[1] Условимся называть контактом не только металлическую оправу, но и часть материала, заключенного внутрь оправы, λ_2 — коэффициент теплопроводности этого материала.

Параметры D, b, r, η равны:

$$\left.\begin{aligned} D &= \frac{\alpha_1}{\lambda_2 b_2}\left(1-\frac{f_3}{f_2}\right)+\frac{\lambda_3}{\lambda_2}\cdot\frac{b_3}{b_2}\cdot\frac{f_3}{f_2}\operatorname{cth} b_3 l_3, \\ b_i &= \sqrt{\frac{\alpha_i p_i}{\lambda_i f_i}},\quad r = b_2 l_2,\quad \eta = b_1 l_1,\quad (i=1,\ 2,\ 3), \end{aligned}\right\} \tag{4-71}$$

где λ_3, l_3 — теплопроводность и длина проводников;
α_i — коэффициент теплоотдачи области i ($i = 1$ — рабочая часть детали; $i = 2$ — контакты; $i = 3$ — проводники).

Кроме распределения температуры по длине рабочей части, найдем среднеобъемную температуру области I:

$$t_{1v} - t_c = t_{1s} - t_c = \frac{1}{2l_1}\int_{-l_1}^{l_1}(t_1 - t_c)\,dx. \tag{4-72}$$

Так как градиент температуры в поперечном сечении области I отсутствует, среднеповерхностная $(t_s - t_c)$ и среднеобъемная $(t_{1v} - t_c)$ температуры равны между собой.

Вычислив интеграл в (4-72), получим

$$t_{1v} - t_c = (P_1 + P_2) F_{1v},$$

$$F_{1v} = \frac{1}{\alpha_1 S_1}\left(1 - L\frac{\operatorname{sh}\eta}{\eta}\right). \tag{4-73}$$

Максимальное значение температуры системы можно получить, положив в (4-69) $x = 0$:

$$t_{\text{макс}} - t_c = (P_1 + P_2) F_{\text{макс}},\quad F_{\text{макс}} = \frac{1}{\alpha_1 S_1}(1 - L). \tag{4-74}$$

Если рабочая часть конструкции имеет сквозную полость (рис. 4-7, *б*), то необходимо учитывать дополнительный отвод тепла с внутренней поверхности полости в окружающую среду.

Обозначим коэффициент F_1 для таких конструкций через F_1^*. Тогда

$$\left.\begin{aligned} F_1^* &= \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \alpha_в S_в}(1 - L\operatorname{ch} b_1 x), \\ F_{1v}^* &= \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \alpha_в S_в}\left(1 - L\frac{\operatorname{sh}\eta}{\eta}\right), \\ F_{\text{макс}}^* &= \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \alpha_в S_в}(1 - L), \end{aligned}\right\} \tag{4-75}$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи с внутренних поверхностей в наружную среду;
$S_в$ — внутренняя поверхность полости.

Все прочие обозначения те же самые, что в формулах (4-70) и (4-71), только за исключением параметра b_1^2, который становится равным

$$b_1^2 = \frac{\alpha_1 p_1 + \alpha_в p_в}{\lambda_1 f_1}, \qquad (4\text{-}76)$$

где $p_в$ — периметр внутренней поверхности рабочей части детали.

В некоторых конструкциях мощных сопротивлений на полом керамическом основании контактные колпачки охватываются массивными металлическими хомутиками, которые выравнивают температурное поле вдоль контактного колпачка (рис. 4-7, *б*). В этом случае можно считать, что в поперечном сечении и вдоль контактного колпачка градиент температуры отсутствует, что позволяет значительно упростить формулы (4-70):

$$\left.\begin{gathered} L = \frac{1}{\operatorname{ch}\eta + B\operatorname{sh}\eta}, \\ B = \frac{\lambda_1 f_1 b_1}{\lambda_3 f_3 b_3 \operatorname{cth} b_3 l_3 + \alpha_1 f_1' + A}, \\ A = 2\pi l_2 [\alpha_1 (a_н + 0{,}8\Delta a) + \alpha_в a_в], \\ f_1' = \pi\left(a_н^2 - a_в^2 + 2a_н \Delta a_н\right), \\ b_1^2 = \frac{2(\alpha_1 a_н + \alpha_в a_в)}{\lambda_1\left(a_н^2 - a_в^2\right)}, \quad b_3^2 = \frac{2\alpha_н(\Delta a + l_2)}{\lambda_3 \Delta a l_2}, \\ f_1 = \pi\left(a_н^2 - a_в^2\right), \quad f_3 = 2\Delta a l_2, \quad \eta = b_1 l_1, \end{gathered}\right\} \qquad (4\text{-}77)$$

где Δa — толщина металлического хомутика.

При выводе формул (4-77) предполагалось, что хомутики закреплены в массивных металлических контактах, температура которых равна температуре окружающей среды, расстояние между сопротивлением и контактом l_3. Кроме того, формулы (4-77) установлены для случая, когда рабочая часть сопротивления имеет цилиндрическую форму.

Иногда ПТС или радиотехнические сопротивления (на сплошном основании) помещают в защитный чехол, как это показано на рис. 4-8. В этом случае при расчете температурного поля рабочей области можно пользоваться формулами (4-68)—(4-77), но только вместо коэффициента теплоотдачи α_1 области *I*, следует брать коэффициент теплопередачи k_1, структура которого для цилиндрической оболочки дана формулами (4-59).

4-10. Анализ температурного поля ограниченного цилиндра

Выше предполагалось, что градиент температуры по сечению детали отсутствует. Если это допущение является очевидным для металлических электродов, то для рабочей области детали необходимо привести обоснование сделанного предположения. Сопоставим точное и приближенное решение задачи о температурном поле конструкций второй группы. При этом рассмотрим ограниченный труб-

чатый цилиндр без контактных колпачков и проводников, на боковой наружной поверхности которого действует поверхностный источник энергии удельной мощности q; коэффициент теплоотдачи равен α. Если не делать допущения о равномерности температурного поля по радиусу трубчатого цилиндра и считать, что имеет место теплообмен между средой и внутренней поверхностью трубки (коэффициент теплоотдачи равен $\alpha_в$), то температурное поле трубки будет описываться следующей системой уравнений [Л. 4-3]:

$$\frac{\partial^2 \mathrm{Ki}}{\partial X^2} + \frac{1}{X} \cdot \frac{\partial \mathrm{Ki}}{\partial X} + \frac{\partial^2 \mathrm{Ki}}{\partial Y^2} = 0,$$

$$\left(\frac{\partial \mathrm{Ki}}{\partial X} + \mathrm{Bi} \cdot \mathrm{Ki}\right)_{X = \frac{a_н}{l}} = 1, \quad \left(\frac{\partial \mathrm{Ki}}{\partial X} - \mathrm{Bi_в Ki}\right)_{X = \frac{a_в}{l}} = 0,$$

$$\left(\frac{\partial \mathrm{Ki}}{\partial Y} + \mathrm{Bi} \cdot \mathrm{Ki}\right)_{Y=1} = 0, \quad \left(\frac{\partial \mathrm{Ki}}{\partial Y}\right)_{Y=0} = 0,$$

$$\frac{a_в}{l} \leqslant X \leqslant \frac{a_н}{l}, \quad -1 \leqslant Y \leqslant 1,$$

где $X = \frac{x}{l}$, $Y = \frac{y}{l}$;

$\mathrm{Ki} = \frac{\vartheta \lambda}{ql}$ — критерий Кирпичева;

$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha}{\lambda} l$ и $\mathrm{Bi_в} = \frac{\alpha_в}{\lambda} l$ — критерии Био;

x и y — текущие координаты, начало которых помещено в центр ограниченного цилиндра.

Решение этой системы уравнений имеет вид

$$\mathrm{Ki} = 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \beta_n \cos \beta_n Y}{2\beta_n + \sin 2\beta_n} \cdot \frac{\gamma_4 I_0(\beta_n X) + \gamma_3 K_0(\beta_n X)}{\gamma_1 \gamma_4 - \gamma_2 \gamma_3}, \qquad (4\text{-}78)$$

где β_n — корни трансцендентного уравнения

$$\mathrm{Bi} \operatorname{ctg} \beta_n = \beta_n \ (n = 1, 2, 3, \ldots),$$

$$\gamma_1 = \beta_n I_1(\beta_n a_н) + \mathrm{Bi}\, I_0(\beta_n a_н),$$

$$\gamma_2 = \beta_n K_1(\beta_n a_н) - \mathrm{Bi}\, K_0(\beta_n a_н),$$

$$\gamma_3 = \beta_n I_1(\beta_n a_в) - \mathrm{Bi_в} I_0(\beta_n a_в),$$

$$\gamma_4 = \beta_n K_1(\beta_n \alpha_в) - \mathrm{Bi_в} K_0(\beta_n \alpha_в).$$

Здесь I_0 и I_1 — бесселевы функции нулевого и первого порядков мнимого аргумента;

K_0 и K_1 — функции Макдональда нулевого и первого порядков.

Найдем решение той же задачи при условии, что градиент температуры по радиусу трубки отсутствует. Для этого в формулах (4-70),

(4-71) и (4-75) положим $l_2 = 0$, $f_3 = 0$ и приведем получившееся уравнение к критериальному виду:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Ki} &= \frac{1}{\mathrm{Bi} + \frac{a_в}{a_н}\mathrm{Bi}_в}(1 - L\,\mathrm{ch}\,bl_1X), \\ L &= \frac{A}{A\,\mathrm{ch}\,\eta + \mathrm{sh}\,\eta}, \quad A = \frac{\alpha}{\lambda b}, \\ b^2 &= \frac{\alpha}{\lambda}\frac{p_н}{f}, \quad \eta = bl_1. \end{aligned}\right\} \tag{4-79}$$

Сопоставим теперь для какого-нибудь конкретного примера значения критерия Ki, полученные по формулам (4-78) и (4-79). Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай, когда можно ожидать большой градиент температуры по радиусу: большая толщина стенок трубки и малый коэффициент теплопроводности материала. Пусть $a_в = 1$ *см*, $a_н = 2$ *см*, $\lambda = 0{,}3$ *вт/м·град*, трубка охлаждается в воздушной среде в условиях естественной конвекции, $\alpha = 11{,}6$ *вт/м²·град*, $\alpha_в = 3{,}5$ *вт/м²·град*. Результаты расчетов для центральной $\left(\frac{a_н}{l}, 0\right)$ и крайней $\left(\frac{a_н}{l}, 1\right)$ точек наружной поверхности трубчатого цилиндра приведены в табл. 4-4.[1]

Таблица 4-4

Сопоставление расчетов по формулам (4-78) и (4-79)

Значения X, Y	Значение критерия Ki	Погрешность, (%)	Расчетная формула
$X = \frac{a_н}{l}$, $Y = 0$	1,25	2,4	(4-78)
	1,22		(4-79)
$X = \frac{a_н}{l}$, $Y = 1$	0,97	4	(4-78)
	0,93		(4-79)

Аналогичные расчеты, проведенные по формулам (4-78) и (4-79) для промышленных конструкций, привели к результатам, отличающимся друг от друга на десятые и сотые доли процента. Для других конструкций второй группы также были сопоставлены результаты, полученные по приближенным формулам (4-68), (4-69) и по специ-

[1] Обычно основанием трубчатых радиотехнических сопротивлений служит радиокерамика со сравнительно высоким коэффициентом теплопроводности $\lambda = 1{,}4$ *вт/м·град*. Коэффициент теплопроводности полупроводниковых материалов еще выше 1,5—3,5 *вт/м·град*. Отметим, что, как правило, $\alpha_в = 0$, так как теплообмен между внутренними стенками трубки и средой практически отсутствует.

ально выведенной точной формуле [Л. 4-7]. Результат получился тот же, т. е. принятое выше допущение об отсутствии градиента температуры вдоль радиуса детали конструкции второй группы приводит к практически ничтожным ошибкам. С другой стороны, такая схематизация явления дает возможность аналитически определять температурное поле систем тел и учитывать факторы более важные, чем градиент температуры по радиусу.

4-11. Методика расчета тепловых и электрических характеристик

Исходными данными для расчета характеристик ПТС и сопротивлений являются: геометрические параметры детали; коэффициенты теплопроводности материалов рабочей части детали и проводников; диапазон рабочих температур, в котором предполагается проводить расчеты, и температура внешней среды; условия эксплуатации детали, т. е. среда, скорости ее движения, давление; степени черноты покрытий.

Расчет проводится таким образом, чтобы можно было учесть нелинейный характер процессов теплообмена. Порядок расчета следующий.

1. Задается средняя температура t_{1v} рабочей части детали и температура среды t_c.

2. Зная t_{1v} и t_c, находим коэффициенты теплоотдачи рабочей части детали и ее коэффициент теплопроводности.

3. Полагаем

$$t_{3v} = t_c + 0{,}5\vartheta_{1v} \tag{4-80}$$

и находим коэффициенты теплоотдачи проводников. Предлагаемый метод оценки t_{3v} является ориентировочным, но точность результатов при этом, как показал анализ, удовлетворительная.

4. По формулам (4-70), (4-71), (4-73) или (4-75) вычисляем величину функции F_{1v} для выбранного среднего значения температуры рабочей части детали.

Зная t_{1v}, t_c и F_{1v}, из формулы (4-73) находим мощность P, которая рассеивается деталью при выбранной средней температуре поверхности.

6. Максимальная температура детали для данной мощности может быть найдена из сопоставления формул (4-73) и (4-74):

$$t_{\text{макс}} - t_c = (t_{1v} - t_c)\,\varphi, \tag{4-81}$$

$$\varphi = \frac{1 - L}{1 - \dfrac{L \operatorname{sh} \eta}{\eta}}. \tag{4-82}$$

7. Распределение температуры находится по формулам (4-68) и (4-69) или (4-75).

Таким образом определяется одна точка зависимостей

$$t_{\text{макс}} - t_c = f_1(P) \text{ или } t_{1v} - t_c = f_2(P).$$

Для того чтобы определить другие точки этой зависимости, следует задать иное значение температуры t_{1v} и повторить расчет в указанном выше порядке. Расчет рационально проводить в одном и том же порядке, сгруппировав все операции в таблице. В табл. 4-5 указан перечень операций, которые необходимо выполнить, чтобы получить численный результат. Эта таблица составлена для деталей на сплошном основании, условия работы — естественная конвекция.

Таблица 4-5

Последовательность расчета тепловых характеристик

№ п/п	Параметр	№ формулы, таблицы (т) или рисунка (р)	№ п/п	Параметр	№ формулы, таблицы (т) или рисунка (р)
1	t_{3v}	4-80	18	$\alpha_{л1}$	1-35
2	t_{3m}	1-5	19	α_1	$\alpha_{1к} + \alpha_{1л}$
3	A_1	1-4 (т)	20	b_3	4-71
4	γ	1-17	21	$\operatorname{cth} b_3 l_3$	—
5	$\alpha_{3к}$	1-6	22	b_2	4-71
6	$(\alpha_{3к})_н$	1-17	23	r	4-71
7	$f(t_{3v}, t_c)$	1-11 (т)	24	D	4-71
8	$\alpha_{3л}$	1-35	25	$\operatorname{ch} r$	—
9	α_3	$\alpha_{3к} + \alpha_{3л}$	26	$\operatorname{sh} r$	—
10	t_{1v}	Задается	27	A	4-70
11	t_{1m}	1-5	28	b_1	4-71
12	K	стр. 18	29	η	4-71
13	$\vartheta_{1v}^{0,215}$	1-4 (р)	30	$\operatorname{ch} \eta$	—
14	M	1-2 (р)	31	$\operatorname{sh} \eta$	—
15	N	1-3 (р)	32	L	4-70
16	$\alpha_{1к}$	1-16	33	F_{1v}	4-73
17	$f(t_{1v}, t_c)$	1-11 (т)	34	$P_1 + P_2$	4-73
			35	$F_{макс}$	4-74
			36	$\vartheta_{макс}$	4-74

Пример 4-4.

Найти зависимость максимальной температуры перегрева от рассеиваемой мощности для сопротивления типа МЛТ-2, охлаждающегося в условиях естественной конвекции в воздухе при нормальном давлении, температура внешней среды $t_c = 20°$ С.

При номинальной мощности $P = 2$ *вт* найти распределение температуры по длине рабочей части сопротивления.

Исходные данные: $a_1 = 0{,}38$ *см*, $l_2 = 0{,}29$ *см*, $l_3 = 3$ *см*, $a_3 = 0{,}05$ *см*, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}93$, $\lambda_3 = 394$ *вт/м·град*, $2l_1 = 1{,}17$ *см*, $\varepsilon_3 = 0{,}2$, $H = 760$ *мм* рт. ст.,

$$\lambda_1 = (1{,}35 + 0{,}009 t_{1v})\ вт/м \cdot град.$$

Решение.

Предварительные геометрические расчеты:

$$L = 2(l_1 + l_2) = 1{,}75 \text{ см};$$

$$\frac{L}{d_1} = \frac{L}{2a_1} = 2{,}31;$$

$$S_1 = 4\pi a_1 l_1 = 2{,}78 \text{ см}^2.$$

Расчет сведен в табл. 4-6, все промежуточные формулы и соответствующие им номера приведены в табл. 4-5.

Расчет распределения температуры по длине сопротивления МЛТ-2 при мощности $P = 2$ *вт*, $t_c = 20°$ С, $H = 760$ *мм* рт. ст., $\vartheta_{1v} = 120$ *град* проводится на основании результатов табл. 4-6.

Рассчитаем температуру перегрева ϑ_1 в точках $x = 0$ (центр сопротивления), $x = 0{,}30$ *см* и $x = 0{,}58$ *см*. Заимствуя из табл. 4-6 (пункт 22) значение параметра b при $\vartheta_{1v} = 120$ *град* ($b = 77{,}9$ 1/*м*), находим xb_1 в указанных трех точках: $xb_1 = 0$; 0,233; 0,445.

Зная величины $\alpha_1 = 27{,}2$ *вт/м*^{2}·*град* и $L = 0{,}682$ (табл. 4-6), по формулам (4-68) и (4-69) для $P = 2$ *вт* находим температуры перегрева в трех точках рабочей части сопротивления: $\vartheta_1 = 130$; 122; 100 *град*.

Таблица 4-6

Расчет тепловой характеристики сопротивления типа МЛТ-2

№ п/п	ϑ_{1v}, *град*			Единица измерения	№ п/п	ϑ_{1v}, *град*			Единица измерения
	50	120	200			50	120	200	
1	45	80	120	°С	19	21,7	27,2	33,0	*вт/м*^{2}·*град*
2	33	50	70	°С	20	18,7	19,9	20,8	1/*м*
3	0,298	0,320	0,340	*вт/м* $^{\frac{11}{8}}$ ·*град* $^{\frac{9}{8}}$	21	1,97	1,86	1,81	—
4	1,00	1,00	1,00	—	22	80,4	77,9	73,4	1/*м*
5	33,4	37,6	40,8	*вт/м*^{2}·*град*	23	0,233	0,226	0,213	—
6	33,4	37,6	40,8	То же	24	1,91	1,52	1,22	—
7	6,51	7,75	9,40	»	25	1,027	1,026	1,023	—
8	1,30	1,55	1,88	»	26	0,235	0,228	0,215	—
9	34,7	39,1	42,6	»	27	0,676	0,764	0,882	—
10	70	140	220	°С	28	80,4	77,9	73,4	1/*м*
11	45	80	120	°С	29	0,470	0,455	0,429	—
12	1,30	1,28	1,26	*вт/м*^{2}·*град*$^{1{,}215}$	30	1,11	1,10	1,09	—
13	2,32	2,80	3,12	*град*$^{0{,}215}$	31	0,487	0,471	0,442	—
14	14,7	14,7	147	—	32	0,695	0,682	0,675	—
15	0,33	0,33	0,33	—	33	46,2	38,8	33,1	*град/вт*
16	14,9	17,6	19,3	*вт/м*^{2}·*град*	34	1,08	3.09	6,04	*вт*
17	7,39	10,3	14,7	То же	35	50,0	42,0	35,7	*град/вт*
18	6,87	9,58	13,7	»	36	54,2	130	214	*град*

Пример 4-5.

Рассчитать статические вольтамперные характеристики ПТС с косвенным подогревом, определить максимально допустимую мощность рассеяния. ПТС-К представляет собой термосопротивление типа ММТ-1 с намотанной на его наружную поверхность нихромовой спиралью. Условия эксплуатации — естественная конвекция, среда — воздух, $t_c = 20°$ С, $H = 760$ *мм* рт. ст. Физические параметры ПТС-К: $\varrho = 7{,}60 \cdot 10^{-2}$ *ом·см*; $B = 2550°$ К; $\lambda_1 = 1{,}63$ *вт/м·град*, $t_{макс} = 120°$ С; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}9$; $\varepsilon_3 = 0{,}2$; $\lambda_3 = 394$ *вт/м·град*.

Геометрические параметры (см. рис. 4-7) следующие: $2a_1 = 0{,}18$ *см*; $2l_1 = 0{,}80$ *см*; $2a_2 = 0{,}24$ *см*; $l_2 = 0{,}20$ *см*; $2a_3 = 0{,}07$ *см*; $l_3 = \infty$.

Размеры рабочей части ПТС-К таковы, что расчет его коэффициента теплоотдачи следует проводить по формуле (1-6) для проволок, поэтому пункты 12—16 табл. 4-5 следует изменить: 12) —; 13) —; 14) A_1, табл. (1-4); 15) γ, формула (1-17); 16) $(\alpha_{к1})_H$, формула (1-17). В остальном схема расчета соответствует табл. 4-5.

Решение.

При расчете t_{1v} и t_{3v} следует пользоваться формулами:

$$t_{1v} = t_c + \vartheta_{1v} + P_2F_{2v},$$

$$t_{3v} = t_c + 0{,}5\,(\vartheta_{1v} + P_2F_{2v}).$$

Расчет рассеиваемой ПТС-К мощности $(P_1 + P_2)$ для выбранных значений перегревов детали $\vartheta_{1v} = 20$; 40; 60 *град* при дополнительных нагревах $P_2F_{2v} = 20$, 40 *град* представлен в табл. 4-7.

Таблица 4-7

Расчет тепловой характеристики ПТС-К

№ п/п	$P_2F_{2v} = 20$ *град*			Единица измерения	№ п/п	$P_2F_{2v} = 40$ *град*			Единица измерения
	ϑ_{1v}, *град*					ϑ_{1v}, *град*			
	20	40	60			20	40	60	
1	40	50	60	°C	1	50	60	70	°C
2	30	35	40	°C	2	35	40	45	—
3	0,297	0,298	0,300	$вт/м^{11/8} \times \times град^{9/8}$	3	0,298	0,300	0,302	$вт/м^{11/8} \times \times град^{9/8}$
4	1,00	1,00	1,00	—	4	1	1	1	—
5	40,8	43,1	44,6	$вт/м^2 \cdot град$	5	42,8	44,4	45,6	$вт/м^2 \cdot град$
6	40,8	43,1	44,6	То же	6	42,8	44,4	45,6	То же
7	6,35	6,67	7,04	»	7	6,67	7,04	7,39	»
8	1,27	1,33	1,41	»	8	1,33	1,41	1,48	»
9	42,1	44,4	46,0	»	9	44,1	45,8	47,1	»
10	60	80	100	°C	10	80	100	120	°C
11	40	50	60	°C	11	50	60	70	°C
12	—	—	—	—	12	—	—	—	—
13	—	—	—	—	13	—	—	—	—
14	0,300	0,303	0,306	$вт/м^{11/8} \times \times град^{9/8}$	14	0,303	0,306	0,308	$вт/м^{9/8} \times \times град^{9/8}$
15	1	1	1	—	15	1	1	1	—
16	21,8	23,1	24,2	$вт/м^2 \cdot град$	16	22,9	24,0	24,8	$вт/м^2 \cdot град$
17	7,04	7,75	8,53	То же	17	7,75	8,53	9,40	То же
18	6,33	6,97	7,68	»	18	6,98	7,68	8,46	»
19	28,1	30,1	31,9	»	19	29,9	31,7	33,3	»
20	24,7	25,2	25,8	$1/м$	20	24,9	25,4	25,7	$1/м$
21	1	1	1	—	21	1	1	1	—
22	170	176	181	$1/м$	22	175	180	185	$1/м$
23	0,340	0,352	0,362	—	23	0,350	0,360	0,370	—
24	3,08	3,06	3,04	—	24	3,08	3,04	3,01	—
25	1,06	1,06	1,07	—	25	1,06	1,07	1,07	—
26	0,247	0,359	0,370	—	26	0,357	0,368	0,378	—
27	0,590	0,595	0,605	—	27	0,586	0,605	0,615	—
28	196	202	208	$1/м$	28	202	208	213	$1/м$
29	0,785	0,808	0,832	—	29	0,808	0,832	0,851	—
30	1,32	1,34	1,37	—	30	1,34	1,37	1,38	—
31	0,868	0,899	0,931	—	13	0,899	0,931	0,958	—
32	0,522	0,510	0,495	—	32	0,510	0,495	0,478	—
33	333	319	309	*град/вт*	33	321	311	305	*град/вт*
34	0,060	0,125	0,194	*вт*	34	0,062	0,129	0,196	*вт*

Произведем расчет статических характеристик $U = U(I)$ и $R = R(P)$, а также величины максимально допустимой мощности рассеяния ПТС.

Мощность дополнительного обогрева такова, что $P_2F_{2v} = 20$ *град*. По формуле (4-31) находим абсолютное значение среднеобъемной температуры ПТС при заданных значениях перегрева $\vartheta_{1v} = 20; 40; 60$ *град*; $T_{1v} = 333; 353; 373°$ К.

По формуле (4-2) определяем значения полного сопротивления R_1 при этих температурах: $R_1 = 4810; 3300; 2240$ *ом*.

Из формулы (4-31), полагая $F_{1v} = F_{2v} = F_v$, находим мощность P_1:

$$P_1 = \frac{\vartheta_{1v} - P_2F_{2v}}{F_v};$$

для $P_2F_v = 20$ *град* и $\vartheta_{1v} = 20; 40; 60$ *град* $P_1 = 0; 0{,}063; 0{,}130$ *вт*.

Зная $P_2F_v = 20$ *град* и F_v, найдем $P_2P = 0{,}060; 0{,}063; 0{,}065$.

Пользуясь формулами

$$I_1 = \sqrt{\frac{P_1}{R_1}} \text{ и } U_1 = I_1R_1,$$

найдем значения I_1 и U_1 при заданных температурах ϑ_{1v} и P_2F_v: $I_1 = 0; 1{,}38 \cdot 10^{-2}; 2{,}41 \cdot 10^{-2}$ *а*; $U_1 = 0; 45{,}6; 53{,}1$ *в*.

По формуле (6-28) найдем $(F_{\text{макс}})_{1,2} = 376; 360; 351$ *град/вт*.

По формуле (4-74) находим

$$P_{1\,\text{макс}} = \frac{t_{\text{макс}} - t_c - P_2F_{\text{макс}}}{F_{\text{макс}}} =$$

$$= \frac{120 - 20 - 0{,}063 \cdot 360}{360} = 0{,}24 \text{ вт}.$$

Аналогичным образом можно определить P_1, U_1, I_1 и R_1 при $P_2F_{2v} = 40$ *град*.

4-12. Влияние геометрических параметров и условий эксплуатации детали на ее тепловой режим

Рассмотрим некоторые приложения теории теплового режима ПТС и радиотехнических сопротивлений. При этом отдельно изучим влияние на тепловой режим детали конструктивных параметров (геометрических размеров, материалов, свойств покрытий) и эксплуатационных параметров (физических свойств среды и ее состояния). При анализе теплового режима сопротивлений и ПТС будет исходить из какой-нибудь промышленной конструкции детали, что придаст конкретность полученным результатам. Аналогичным путем можно провести анализ для любой иной существующей или проектируемой конструкции. Цель настоящего параграфа — показать возможности метода и обратить внимание конструкторов радиодеталей на влияние различных параметров на тепловой режим радиодеталей. Хотя в примерах рассматривается какая-нибудь одна конструкция детали, следует ожидать, что для других конструкций характер влияния параметров останется тот же, изменится только количественная сторона вопроса.

а) Влияние размеров детали и диаметра проводников на тепловой режим детали. Установим влияние длины $2l_1$ и диаметра d_1 рабочей части конструкции, а также диаметра d_3 проводников на тепловой режим конструкций второй группы.

Рассмотрим сопротивление типа МЛТ-2, рассеивающее номинальную мощность $P = 2$ *вт*; деталь работает в условиях естественной конвекции в воздухе, температура которого $t_c = 20°$ С, давление нормальное; медные проводники на расстоянии $l_3 = 3$ *см* от торца сопротивления закреплены в массивном металлическом контакте. Расчет можно провести по методу, указанному в 4-11.

На рис. 4-16 представлены графически результаты расчета трех зависимостей:

$$1)\ \vartheta_{макс} = f_1\left(\frac{d_1}{d_{1N}}\right);\quad 2)\ \vartheta_{макс} = f_2\left(\frac{d_3}{d_{3N}}\right);\quad 3)\ \vartheta_{макс} = f_3\left(\frac{l_1}{l_{1N}}\right),$$

где $d_{1N} = 0{,}76$ *см*, $d_{3N} = 0{,}1$ *см*, $l_{1N} = 1{,}17$ *см* — соответственно диаметр рабочей части, диаметр электродов и длина рабочей части обычной конструкции МЛТ-2. Точка пересечения кривых соответствует этой конструкции МЛТ-2.

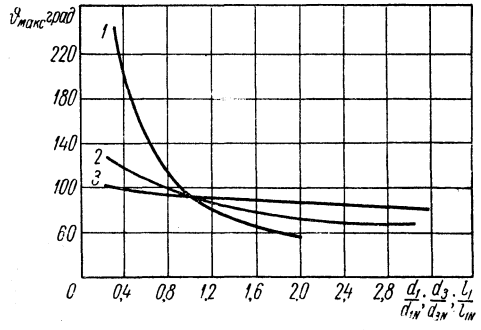


Рис. 4-16. Зависимости для радиотехнического сопротивления МЛТ-2.

$1 - \vartheta_{макс} = f_1\left(\frac{d_1}{d_{1N}}\right)$; $2 - \vartheta_{макс} = f_2\left(\frac{d_3}{d_{3N}}\right)$; $3 - \vartheta_{макс} = f_3\left(\frac{l_1}{l_{1N}}\right)$.

Анализируя графики, можно сделать следующие выводы.

1. Изменение длины рабочей части сопротивления мало влияет на тепловой режим детали, хотя удельная мощность может изменяться значительно. Например, при номинальной нагрузке $P = 2$ *вт* с каждого квадратного сантиметра поверхности рабочей части детали рассеивается мощность $q = 0{,}72$ *вт/см*^{2}, при увеличении длины $2l_1$ в два раза больше номинальной $q = 0{,}36$ *вт/см*^{2}, а $\vartheta_{макс}$ понизится менее чем на 8%. Этот на первый взгляд парадоксальный вывод объясняется весьма просто. Из анализа формул нетрудно показать, что в обычных сопротивлениях примерно 50% мощности рассеивается через торцы и далее проводники. Количество тепла, рассеиваемого через торцы рабочей области I, пропорционально градиенту температуры при $x = l_1$, т. е.

$$P_т = -\lambda_1 \frac{d\vartheta_1}{dx}\bigg|_{l_1} f_1,$$

а с увеличением длины l_1 градиент температуры при $x = l_1$ уменьшается и, следовательно, уменьшается $P_т$. В этом случае мощность рассеивается в основном боковой поверхностью.

2. Увеличение диаметра проводников заметно снижает температуру в центре детали (кривая *2*). Например, увеличив диаметр проводников с 0,1 до 0,15 *см*, можно уменьшить максимальную температуру перегрева с 90 до 78° С. Этот эффект также объясняется изменением градиента температуры при варьировании диаметра проводников.

3. Особенно существенно влияет на тепловой режим детали диаметр ее рабочей части (кривая *1*), что объясняется изменением боковой поверхности детали $S_1 = \pi d_1 2l_1$ пропорционально диаметру, а количество энергии, рассеиваемой при этом торцами, практически не изменяется.

Незначительное увеличение размера a_1 резко снижает температуру $\vartheta_{макс}$ в центре детали. Целесообразно рассмотреть такую конструкцию детали, температура которой может быть снижена за счет увеличения размеров a_1 и a_3 (см. пример 4-6).

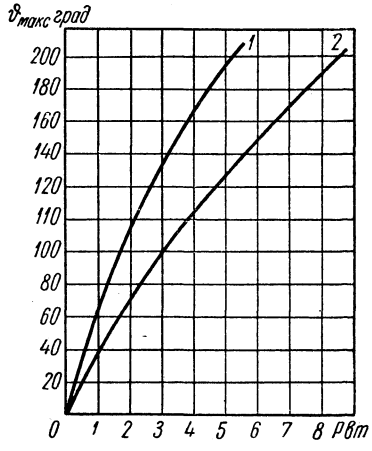


Рис. 4-17. Зависимость $\vartheta_{макс} = f(P)$ для сопротивления типа МЛТ-2 (*1*) и сопротивления, рассмотренного в примере 4-6 (*2*).

Пример 4-6.

Рассчитать зависимость максимальной температуры перегрева от мощности для конструкции, диаметры рабочей части и проводников которой в полтора раза больше соответствующих размеров МЛТ-2. Условия эксплуатации: естественная конвекция в воздухе, $H = 760$ *мм* рт. ст., $t_c = 20°$ С. Пусть медные проводники имеют неограниченную длину, т. е. $l_3 = \infty$.

Исходные данные: $2l_1 = 1{,}17$ *см*, $\lambda_3 = 394$ *вт/м·град*, $d_1 = 1{,}13$ *см*, $l_2 = 0{,}29$ *см*, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}92$, $d_3 = 0{,}15$ *см*, $l_3 = \infty$, $\varepsilon_3 = 0{,}2$, $H = 760$ *мм* рт. ст.

Решение.

Предварительные геометрические расчеты: $L = 1{,}75$ *см*, $S_1 = 4{,}15$ *см*^{2}, $\frac{L}{d_1} = 1{,}55$.

Расчет сведен в табл. 4-8, промежуточные формулы приведены в табл. 4-5. Результаты расчета в графической форме представлены на рис. 4-17 (кривая *2*).

Таблица 4-8

Расчет тепловой характеристики сопротивления

№ п/п	ϑ_{1v}, *град*			Единица измерения	№ п/п	ϑ_{1v}, *град*			Единица измерения
	50	120	200			50	120	200	
1	45	80	120	°С	19	19,5	24,6	30,2	*вт/м*^{2}*·град*
2	33	50	70	°С	20	14,0	14,9	15,6	1/*м*
3	0,298	0,320	0,340	*вт/м*$^{11/8}$ × ×*град*$^{9/8}$	21	1,00	1,00	1,00	—
4	1,00	1,00	1,00	—	22	62,5	60,5	57,5	1/*м*
5	27,6	31,0	33,7	*вт/м*^{2}*·град*	23	0,181	0,175	0,160	—
6	27,6	31,0	33,7	То же	24	1,04	0,885	0,739	—
7	6,51	7,75	9,40	»	25	1,02	1,02	1,01	—
8	1,30	1,55	1,88	»	26	0,182	0,172	0,168	—
9	28,9	32,6	35,6	»	27	0,975	1,09	1,24	—
10	70	140	220	°С	28	62,5	60,5	57,5	1/*м*
11	45	80	120	°С	29	0,366	0,354	0,336	—
12	1,30	1,28	1,26	*вт/м*^{2} · *град*$^{1{,}215}$	30	1,07	1,06	1,06	—
13	2,32	2,80	3,12	*град*$^{0{,}215}$	31	0,374	0,361	0,342	—
14	15,5	15,5	15,5	—	32	0,700	0,686	0,675	—
15	0,27	0,27	0,27	—	33	35,2	29,4	25,1	*град/вт*
16	12,7	15,0	16,5	*вт/м*^{2}*·град*	34	1,42	4,08	7,97	*вт*
17	7,39	10,3	14,7	То же	35	37,0	30,6	26,0	*град/вт*
18	6,87	9,58	13,7	»	36	52,6	125	207	*град*

там же для сравнения показана зависимость $\vartheta_{макс} = f(P)$ для существующей конструкции МЛТ-2 с неограниченно протяженными медными электродами (кривая *1*).

Как видно на рис. 4-17, увеличение в полтора раза размеров d_1 и d_3 снизило температуру перегрева $\vartheta_{макс}$ примерно в полтора раза.

б) Влияние длины l_3 проводников и давления H среды на тепловой режим детали. Доля тепла, рассеиваемого через проводники, резко возрастает с уменьшением давления окружающей газовой среды, поэтому влияние длины проводников на тепловой режим детали уместно рассматривать при различных давлениях окружающей среды. Рассмотрим деталь типа МЛТ-2, рассеивающую номинальную мощность $P = 2$ *вт*; среда — воздух, $t_c = 20°$ С; теплообмен происходит в условиях естественной конвекции; материал проводников — медь. Зависимость максимальной температуры перегрева сопротивления МЛТ-2 при мощности $P = 2$ *вт* от длины проводников и давления показана на рис. 4-18, где по оси ординат отложено $\vartheta_{макс}$, а по оси абсцисс — l_3; кривые *1*, *2* и *3* относятся к значениям давления $H = 20$; 360; 760 *мм* рт. ст. Анализ показывает, что для рассматриваемых конструкций уменьшение давления до 400 *мм* рт. ст. мало изменяет температуру $\vartheta_{макс}$ детали, а при изменении давления от 1 до 3,5 *ата* температура в центре детали изменяется примерно на 30%.

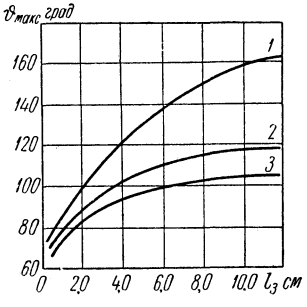


Рис. 4-18. Зависимость максимальной температуры перегрева $\vartheta_{макс}$ от длины l_3 проводника для сопротивления МЛТ-2 при номинальной нагрузке $P = 2$ *вт*; среда — воздух, $t_c = 20°$ С.

1 — $H = 20$ *мм* рт. ст.; *2* — $H = 360$ *мм* рт. ст.; *3* — $H = 760$ *мм* рт. ст.

Расстояние l_3 от торца детали до массивного контакта существенно влияет на величину $\vartheta_{макс}$. Этим обстоятельством можно, в частности, объяснить разброс в значениях $\vartheta_{макс}$, полученных разными экспериментаторами для одного и того же типа сопротивлений: при проведении опытов не всегда обращали внимание на величину l_3 и способ крепления проводника к контакту.

в) Тепловой режим деталей с трубчатым основанием. Анализ теплового режима базируется на формулах (4-73)—(4-77); при расчетах удобно вычислительные операции проводить в определенном порядке, как это показано в табл. 4-9.

Пример 4-7.

Найти зависимость максимальной температуры перегрева горизонтально ориентированного сопротивления ВС-5 от рассеиваемой мощности (рис. 4-7, *б*). Среда — воздух, естественная конвекция, температура $t_c = 20°$ С, давление $H = 760$ *мм* рт. ст.

Исходные данные: $a_н = 1{,}49$ *см*, $h = \Delta a = 0{,}083$ *см*, $\lambda_3 = 394$ *вт/м·град*, $l_1 = 2{,}85$ *см*, $l_2 = 0{,}80$ *см*, $a_в = 0{,}51$ *см*, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}93$.

Решение.

Предварительные геометрические расчеты:

1) $L = 7{,}30$ *см*, $\frac{L}{d_н} = 4{,}90$, $R = \frac{2(\Delta a + l_2)}{\lambda_3 \Delta a l_2} = 6{,}98$ *град/вт*;

2) $a_н + 0{,}84\Delta a = 0{,}812$ *см*, $S_н = 4\pi a_н l_1 = 53{,}6$ *см*^{2};

3) $f_3 = 2hl_2 = 0{,}128$ *см*^{2}, $S_в = 4\pi a_в l_1 = 18{,}3$ *см*^{2}.

Таблица 4-9

Последовательность расчета тепловых характеристик сопротивлений на трубчатом основании

№ п/п	Параметр	№ формулы, таблицы (т) или рисунка (р)	№ п/п	Параметр	№ формулы, таблицы (т) или рисунка (р)
1	t_{1v}	Задается	18	A	4-77
2	t_{1m}	1-5	19	$\lambda_1 b_1 f_1$	—
3	K	стр. 00	20	$\lambda_3 b_3 f_3$	—
4	$\vartheta_{1v}^{0,215}$	1-4 (р)	21	$\alpha_1 f'_1$	—
5	M	1-2 (р)	22	$b_3 l_3$	—
6	N	1-3 (р)	23	cth $b_3 l_3$	—
7	$\alpha_{1к}$	1-16	24	b	4-77
8	$f\ (t_{1v},\ t_c)$	1-10 (т)	25	η	4-77
9	$\alpha_{1л}$	1-35	26	sh η	—
10	α_1	$\alpha_{1к} + \alpha_{1л}$	27	ch η	—
11	$\alpha_{1в}$	1-7, 1-8 (р) 2-2 (т), 4-47,	28	L	4-77
12	λ_1	4-9 (р)	29	$\alpha_1 S_1$	—
13	b_1	4-77	30	$\alpha_в S_в$	—
14	b_3	4-77	31	F^*_{1v}	4-75
15	f_1	4-77	32	$P_1 + P_2$	4-73
16	f_3	4-77	33	$F^*_{1\text{макс}}$	4-75
17	f'_1	4-77	34	$\vartheta_{\text{макс}}$	4-74

Дальнейшие расчеты проводились в порядке, указанном в табл. 4-9, номера алгебраических операций и результаты расчета представлены в табл. 4-10.

В заключение приведем результаты расчета максимальной температуры перегрева от мощности для сопротивления ВС-5 в зависимости от его положения (горизонтальное или вертикальное) при условии, что: а) $\alpha_в \neq 0$ и б) $\alpha_в = 0$ (торцы закрыты). В вертикальном положении $\vartheta_{\text{макс}}$ примерно на 8—10% ниже, чем в горизонтальном. Устранение внутренней конвекции увеличивает $\vartheta_{\text{макс}}$ на 12—15% у вертикально ориентированного сопротивления и на 2—3% у горизонтально ориентированной детали. Нетрудно также показать, что изменение внутреннего диаметра детали несущественно влияет на ее тепловой режим.

г) Влияние температуры среды на тепловой режим детали. Анализ показывает, что с ростом температуры окружающей среды температура перегрева падает, что объясняется повышением коэффициента теплоотдачи с увеличением температуры. При этом с изменением температуры окружающей среды от —20 до 50° С максимальная температура детали при неизменной мощности уменьшается примерно на 20%, т. е. изменение температуры t_c на каждые 10 градусов влечет изменение $\vartheta_{\text{макс}}$ приблизительно на 3%.

Таблица 4-10

Расчет тепловой характеристики сопротивления типа ВС-5

№ п/п	ϑ_{1v}, *град*			Единица измерения
	50	120	200	
1	70	140	220	°С
2	45	80	120	°С
3	1,30	1,28	1,26	$вт/м^2 \cdot град^{1,215}$
4	2,32	2,80	3,13	$град^{0,215}$
5	13,6	13,6	13,6	—
6	0,195	0,195	0,195	—
7	7,99	9,45	14,4	$вт/м^2 \cdot град$
8	7,40	10,3	14,7	То же
9	6,87	9,58	13,7	»
10	14,9	19,0	24,1	»
11	4,66	6,98	8,15	»
12	1,9	2,4	3,3	$вт/м \cdot град$
13	71,8	71,1	68,2	$1/м$
14	10,2	11,5	13,0	$1/м$
15	$9{,}25 \cdot 10^{-5}$	$9{,}25 \cdot 10^{-5}$	$9{,}25 \cdot 10^{-5}$	$м^2$
16	$1{,}28 \cdot 10^{-5}$	$1{,}28 \cdot 10^{-5}$	$1{,}28 \cdot 10^{-5}$	$м^2$
17	$13{,}0 \cdot 10^{-5}$	$13{,}0 \cdot 10^{-5}$	$13 \cdot 10^{-5}$	$м^2$
18	$0{,}73 \cdot 10^{-2}$	$0{,}956 \cdot 10^{-2}$	$1{,}20 \cdot 10^{-2}$	$вт/град$
19	$1{,}18 \cdot 10^{-2}$	$1{,}57 \cdot 10^{-2}$	$2{,}04 \cdot 10^{-2}$	То же
20	$5{,}15 \cdot 10^{-2}$	$5{,}80 \cdot 10^{-2}$	$6{,}56 \cdot 10^{-2}$	»
21	$0{,}194 \cdot 10^{-2}$	$0{,}247 \cdot 10^{-2}$	$0{,}313 \cdot 10^{-2}$	»
22	∞	∞	∞	—
23	1	1	1	—
24	0,194	0,224	0,253	—
25	2,05	2,03	1,94	—
26	2,82	3,74	3,41	—
27	3,95	3,87	3,55	—
28	0,213	0,212	0,207	—
29	$3{,}98 \cdot 10^{-2}$	$5{,}07 \cdot 10^{-2}$	$6{,}43 \cdot 10^{-2}$	$вт/град$
30	$0{,}853 \cdot 10^{-2}$	$1{,}28 \cdot 10^{-2}$	$1{,}49 \cdot 10^{-2}$	То же
33	12,5	9,31	7,60	$град/вт$
34	4,00	12,9	26,3	$вт$

д) Влияние среды на тепловые и электрические статические характеристики ПТС. Пусть ПТС типа ММТ-1 работает в разных средах в условиях естественной конвекции: 1) воздух, $H = 760$ *мм* рт. ст.; 2) воздух, $H = 20$ *мм* рт. ст.; 3) азот, $H = 760$ *мм* рт. ст.; 4) водород, $H = 760$ *мм* рт. ст. Во всех случаях температура среды $t_c = 20°$ С, а физические и геометрические параметры ПТС равны: $\varrho = 7{,}60 \cdot 10^{-2}$ *ом·см*, $B = 2550°$ К, $\lambda_1 = 1{,}63$ *вт/м·град*, $2a_1 = 0{,}18$ *см*, $2l_1 = 0{,}80$ *см*, $\varepsilon_3 = 0{,}2$, $2a_2 = 0{,}24$ *см*, $l_2 = 0{,}20$ *см*, $\lambda_3 = 394$ *вт/м·град*, $2a_3 = 0{,}07$ *см*, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}9$, $l_3 = \infty$.

Рассчитывая тепловые и электрические характеристики ПТС по методу, изложенному в 4-11, получим зависимости $\vartheta_{1v} = f(P)$

и $U = U(I)$. Результаты расчетов представлены на рис. 4-19, из которого отчетливо видно влияние свойств и давления среды на статическую вольтамперную и тепловую характеристики ПТС данного типа.

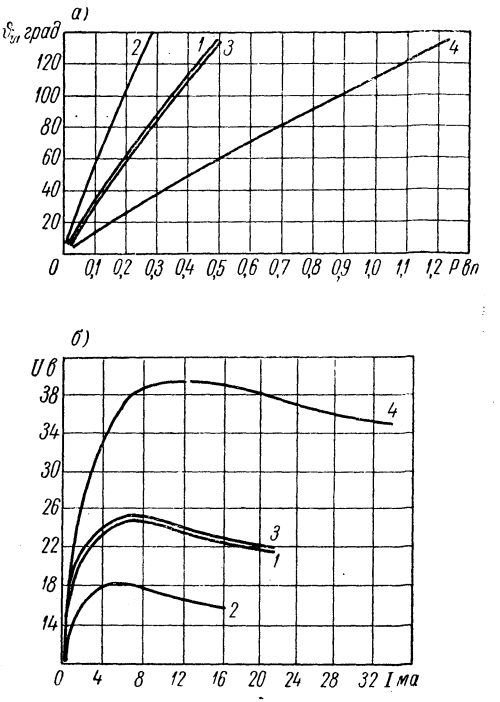


Рис. 4-19. Тепловые (*а*) и вольтамперные (*б*) характеристики ПТС типа ММТ-1.

1—в воздухе при $H=760$ *мм* рт. ст.; *2*—в воздухе при $H=20$ *мм* рт. ст.; *3*—в азоте; *4*—в водороде.

4-13. Проектирование ПТС с заданными характеристиками

Рассмотрим возможность проектирования ПТС, электрические характеристики которого должны иметь определенный вид. При этом могут встретиться следующие задачи [Л. 4-5].

а) Задача первая. Найти такие условия эксплуатации (коэффициент теплоотдачи и температуру внешней среды) готового ПТС, при которых можно получить заданные в некотором диапазоне характеристики $R = R(P)$ и $U = U(I)$. При такой постановке задачи величины A и B считаются известными.

Как было показано выше, характеристики $R = R(P)$ и $U = U(I)$ ПТС однозначно определяются четырьмя величинами A, B, T_c и F_v; в поставленной задаче T_c и F_v — неизвестные величины, следовательно, необходимо иметь два условия связи между ними. Выберем на заданной характеристике $R = R(P)$ две какие-нибудь точки (R_1, P_1) и (R_2, P_2). Параметры R и P в этих точках связаны уравнениями:

$$R_1 = A \exp\left(\frac{B}{T_c + P_1 F_v}\right), \quad R_2 = A \exp\left(\frac{B}{T_c + P_2 F_v}\right). \qquad (4\text{-}83)$$

Введем обозначение

$$N_i = \frac{B}{\ln \frac{R_i}{A}}$$

и перепишем уравнения (4-83) в следующем виде:

$$N_1 = T_c + P_1 F_v, \quad N_2 = T_c + P_2 F_v.$$

Решая совместно систему этих уравнений относительно T_c и F_v, получим:

$$F_v = \frac{N_1 - N_2}{P_1 - P_2}, \quad T_c = \frac{P_1 N_2 - P_2 N_1}{P_1 - P_2}. \qquad (4\text{-}84)$$

Следовательно, найдены такие условия эксплуатации (T_c, F_v), при которых электрические характеристики проходят через две заданные точки.

б) Задача вторая. Найти конструкцию ПТС и такие условия его эксплуатации, при которых на некотором участке вольтамперная характеристика проходит через данные точки. Предполагается, что известны параметры ϱ_0 и B полупроводникового материала, из которого будет изготовлено ПТС, а также температура среды T_c. Для решения поставленной задачи необходимо найти величины A и F_v. Выбираем две крайние точки на заданном участке вольтамперной характеристики (I_1, U_1) и (I_2, U_2) и, пользуясь законом Ома, находим соответствующие значения P_1, R_1 и P_2, R_2. Уравнениями связи являются в этом случае зависимости (4-83). Введя обозначение

$$C = \frac{1}{B} \ln \frac{R_1}{R_2}$$

и решив систему уравнений (4-83) относительно F_v, получим

$$(F_v)_{1,2} = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4CT_c^2 P_1 P_2}}{2CP_1P_2}, \qquad (4\text{-}85)$$

где

$$b = CT_c (P_1 + P_2) + (P_1 - P_2).$$

Как правило, одно из значений F_v, полученное по формуле (4-85), имеет настолько большие значения, что ПТС при мощностях P_1 или P_2 может получить недопустимо высокий перегрев.

Если $(F_v)_i P_{макс} > t_{макс} - t_c$, то это значение отбрасывается. Определив F_v, нетрудно из (4-83) найти A и, используя зависимость $A = \varrho_0 \frac{l}{S}$, рассчитать отношение $\frac{l}{S}$. Остальные геометрические характеристики ПТС определяем, задаваясь какими-нибудь геометрическими параметрами. Зная размеры, коэффициенты теплопроводности и F_v, можно оценить коэффициент теплоотдачи, следовательно, определить требуемые условия охлаждения детали.

в) О точности измерения температуры с помощью ПТС [Л. 4-6]. Наибольшее распространение полупроводниковые термосопротивления получили в приборах для измерения температуры. Измерение температуры с помощью ПТС сводится к измерению сопротивления, при этом точность в значительной степени определяется погрешностью измерительного устройства. Кроме того, при измерении температуры с помощью ПТС следует иметь в виду, что его температура всегда больше температуры среды вследствие нагрева ПТС протекающим по нему током. Это приводит к появлению второго источника погрешностей при измерении температуры термосопротивлениями. Перегрев ПТС можно рассчитать по формуле (4-16):

$$\vartheta_v = PF_v,$$

коэффициент F_v определяется из опыта или расчетным путем. Например, величина F_v у термосопротивлений типа ММТ-4 в спокойном воздухе равна 167 *град/вт*, а в спокойной воде 66,5 *град/вт*. Поэтому

для достижения одной и той же точности измерения температуры воды и воздуха через ПТС следует пропускать различный измерительный ток.

Найдем, какую мощность следует подавать на ПТС для измерения температуры среды с заданной точностью. Пусть температура среды T_c (истинная температура), а температура ПТС T, причем $T > T_c$. Тогда абсолютная погрешность при измерении температуры равна $\vartheta = T - T_c$, а относительная погрешность $\varepsilon' = \frac{\vartheta}{T_c}$. Пользуясь формулой (4-16), нетрудно найти, какую мощность можно подать на ПТС для измерения температуры среды с заданной относительной погрешностью ε':

$$P \leqslant \frac{\varepsilon' T_c}{F_v}. \qquad (4\text{-}86)$$

На основании зависимости (4-86) можно решить следующие задачи:

1) известен минимальный ток, который может почувствовать измерительный прибор, и задана точность ε' измерения температуры. По формуле (4-86) можно определить F_v и соответствующим образом подобрать ПТС;

2) известны F_v и мощность P, рассеиваемая ПТС при измерении температуры. По формуле (4-86) можно найти ε'.

Пример 4-8.

Какой ток можно пропустить через ПТС типа ММТ-1, чтобы средний перегрев вносил ошибку в измерение температуры спокойного воздуха (25° С) не более 0,4%?

Решение.

Расчет по приведенной в табл. 4-5 схеме приводит к следующему результату: $F_v = 333$ *град/вт*; тогда по формуле (4-86) находим

$$P \leqslant \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 298}{333} = 3{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ вт}.$$

Допустим, что при $t_c = 25°$ С $R = 12\,400$ *ом*; тогда

$$I \leqslant \sqrt{\frac{P}{R}} = \sqrt{\frac{3{,}6 \cdot 10^{-3}}{12{,}4 \cdot 10^{-3}}} = 5{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ а} = 0{,}54 \text{ ма}.$$

4-14. Экспериментальное исследование теплового режима некоторых промышленных конструкций радиотехнических сопротивлений и ПТС

а) Результаты экспериментальных исследований. Ниже приводятся результаты исследования теплового режима некоторых конструкций радиотехнических сопротивлений в нормальных условиях эксплуатации (воздух, естественная конвекция, $H = 760$ *мм* рт. ст., $t_c = 20 \div 24°$ С, горизонтальное положение). В этом режиме экспериментально и теоретически были получены зависимости максимальной температуры перегрева от мощности для следующих типов сопротивлений: ВС — 0,25; 0,5; 1; 2; 5; 10 *вт*; МЛТ — 0,5; 1,0; 2,0 *вт*; УНУ — 10; 25; 50 *вт*. Здесь цифрами указана номинальная мощность P_N, рекомендуемая стандартом для данных сопротивлений. Результаты исследований в виде тепловых характеристик

представлены на рис. 4-20. Для сопротивлений ВС и МЛТ на сплошном керамическом основании данные на рис. 4-20 получены при условии, что длина электрода $l_э$ весьма велика и можно считать, что $l_э = \infty$. Для других значений $l_э$ величина $\vartheta_{макс}$ может сильно измениться. Например, для сопротивления типа МЛТ-2 при $l_э =$ $= 3{,}5$ *см* $\vartheta_{макс}$ уменьшается на 20%. Особенно сильно влияет длина

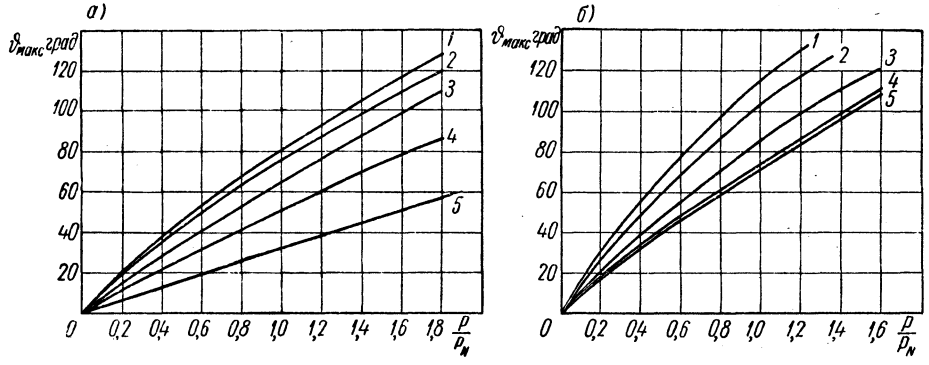


Рис. 4-20. Тепловые характеристики промышленных сопротивлений: *а* — сопротивления типа ВС.

1 — ВС-5; *2* — ВС-2 и ВС-10; *3* — ВС-1; *4* — ВС-0,5; *5* — ВС-0,25:

б — сопротивления типа МЛТ и УНУ.

1 — УНУ-25; *2* — МЛТ-2; *3* — МЛТ-1,0; *4* — УНУ-10; *5* — МЛТ-0,5.

электрода на тепловой режим сопротивления при низких давлениях, об этом можно составить представление из кривых на рис. 4-21. Приведем также результаты экспериментального исследования теплового режима сопротивлений типа УНУ в условиях вынужденной конвекции. Сопротивления помещались в продольный поток воздуха, движущийся с различными скоростями в интервале от 0 до 5 *м/сек*. Температура измерялась в центре детали (кривые *1*, рис. 4-22), в рабочей части около контактных колпачков (кривые *2* и *3*); при этом сопротивления рассеивали номинальную мощность, т. е. 10 *вт* УНУ-10 и 25 *вт* УНУ-25.

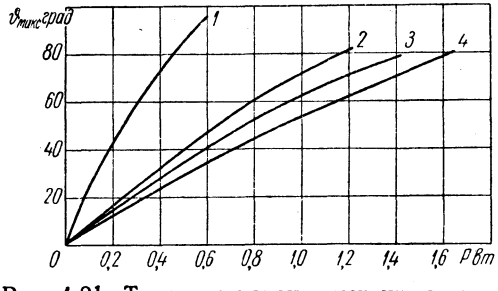


Рис. 4-21. Тепловые характеристики сопротивления типа МЛТ-2 в условиях естественной конвекции воздуха, $t_c = 20°$ С:

1 — $l_э = \infty$, $H = 10^{-1}$ *мм* рт. ст.; *2* — $l_э = 35$ *мм*, $H = 10^{-1}$ *мм* рт. ст.; *3* — $l_э = \infty$, $H = 760$ *мм* рт. ст.; *4* — $l_э = 35$ *мм*, $H = 760$ *мм* рт. ст.

На рис. 4-23 представлены тепловые характеристики для сопротивлений типа УНУ-10 в условиях естественной конвекции воздуха и при обдуве со скоростью 3 *м/сек*.

Из приведенных кривых можно сделать следующие выводы.

1. Нерационально для снижения температуры увеличивать скорость обдува свыше 2,5÷3,0 *м/сек*.

2. Максимальная температура перегрева находится между центром рабочей части сопротивления и его правым концом, если направление обдува слева — направо.

3. При скоростях потока воздуха 2,5—3 *м/сек* температуру перегрева можно снизить в среднем в 2,5—3 раза по сравнению с естественной конвекцией.

4. Небольшие скорости потока воздуха ($v < 0{,}5$ *м/сек*) незначительно снижают температуру, а иногда даже и повышают ее в отдельных точках за счет создания неблагоприятного перераспределения

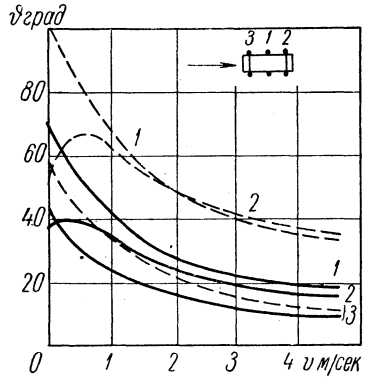


Рис. 4-22. Зависимость температуры перегрева от скорости продольного обдува сопротивления типа УНУ в различных точках сопротивления при номинальной нагрузке.

Штриховые кривые — УНУ-25; сплошные кривые — УНУ-10.

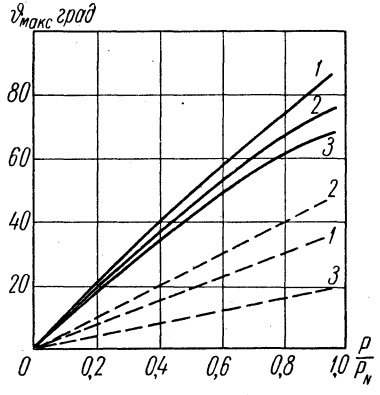


Рис. 4-23. Тепловые характеристики сопротивлений типа УНУ в условиях естественной конвекции воздуха (сплошные кривые) и при обдуве со скоростью 3 *м/сек* (штриховые кривые).

1 — УНУ-25; *2* — УНУ-50; *3* — УНУ-10.

температуры вдоль детали: части, удаленные от левого конца сопротивления, дополнительно нагреваются воздушным потоком, температура которого при малых скоростях повышается по мере движения от левого к правому концу сопротивления. Пользуясь графиком рис. 4-22, можно найти температуры перегрева в точках *1*, *2*, *3* и при значениях мощностей P, отличных от номинальных P_N:

$$\vartheta_i = \frac{P}{P_N}\,\vartheta_{iN},$$

где ϑ_{iN} — температура перегрева при номинальном значении мощности в точке $i = 1, 2, 3$;

ϑ_i — температура перегрева в этой точке при мощности P.

б) Некоторые вопросы техники эксперимента. Рассмотрим метод измерения статических вольтамперных и температурных характеристик ПТС. На рис. 4-24, *а* показана принципиальная схема для снятия статических вольтамперных характеристик ПТС ($R_т$ — исследуемое термосопротивление; *mA* — милиамперметр постоянного тока; V — вольтметр постоянного тока; R — реостат; $R_б$ — балластное сопротивление. На рис. 4-24, *б* представлена схема для

измерения тепловых характеристик ПТС. Обозначения на схеме следующие: T — термостат, регулирующий температуру с точностью $\pm 0{,}05^\circ$ С; *1* — мост постоянного тока; R — добавочное сопротивление, равное сопротивлению ПТС при 20° С; *2* — гальванометр.

Методы экспериментального определения характеристик $U = U(I)$ и $R = R(P)$ широко известны, поэтому здесь они не рассматриваются. Величины A и B исследуемых полупроводниковых материалов определялись обычными методами с использованием экспериментальных зависимостей $R = R(t)$ [Л. 4-12, 4-13, 4-14].

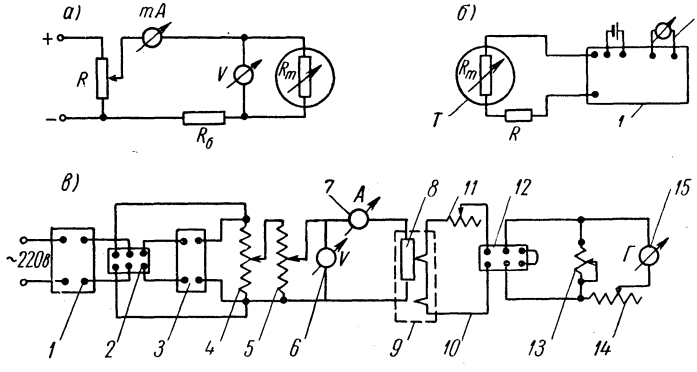


Рис. 4-24. Принципиальные схемы для экспериментального исследования статических вольтамперных характеристик ПТС (*а*), тепловых характеристик ПТС (*б*) и тепловых характеристик радиотехнических сопротивлений (*в*).

Исследование распределения температуры по длине радиотехнических сопротивлений производилось с помощью дифференциальных медно-константановых термопар, диаметр электродов которых 0,07—0,10 *мм*. При измерениях следующим образом учитывался отток тепла по термоэлектродам. В месте измерения температуры клеем БФ-2 приклеивался спай термопары, электроды которой на расстоянии 10—15 *мм* от спая располагались по изотермической линии. При этом отток тепла по термоэлектродам изменял температурное поле в той области, где термоэлектроды отделялись от тела детали. При достаточном удалении этой области от места спая возникающие возмущения температурного поля практически не влияли на значение температуры в районе спая. Для измерения распределения температуры по длине детали этот способ неудобен, так как пришлось бы наклеивать большое количество термопар. В этом случае измерения температуры в различных точках детали производились с помощью специальной контактной термопары, электроды которой располагались в двухканальной фарфоровой трубочке диаметром 1,0—1,5 *мм* и длиной 30—50 *мм*. На торце трубочки находился рабочий спай термопары. Контактная термопара градуировалась по наклеенной термопаре в условиях стационарного теплового режима. При градуировке спаи термопар должны быть располо-

жены рядом, тогда отток тепла по электродам контактной термопары и фарфоровой трубочке учитывается в процессе градуировки. Таким образом, оказывалось возможным быстро и с удовлетворительной точностью ($\pm 0{,}3^\circ$ С) измерить температуру в любой точке поверхности детали. При исследовании тепловых режимов радиотехнических сопротивлений необходимо измерять рассеиваемую ими мощность и температуру в различных точках детали. Эти измерения можно производить по схеме рис. 4-24, *в*, где приняты следующие обозначения: *1* — стабилизатор напряжения; *2* и *12* — четырехполюсный переключатель; *3* — кенотронный выпрямитель; *4* и *5* — реостаты; *6* — вольтметр; *7* — амперметр; *8* — исследуемая деталь; *9* — камера спокойного воздуха, вакуумная камера, автоклав или аэродинамическая труба; *10* — дифференциальная термопара; *11* — мост сопротивлений для подгонки сопротивления термоэлектрической цепи к выбранному значению; *13* — шунт; *14* — добавочное сопротивление; *15* — зеркальный гальванометр.

При исследовании теплового режима радиотехнических сопротивлений и ПТС последние помещались в различные условия. Исследования при давлении ниже атмосферного проводились в вакуумной камере, при давлении выше атмосферного — в автоклаве, при нормальном давлении — в камере спокойного воздуха, которая представляла собой достаточных размеров изолированную коробку, при различных скоростях потока — в аэродинамической трубе. В этом случае деталь располагалась так, чтобы направление потока воздуха и образующая цилиндрической поверхности детали были параллельны. Скорость потока измерялась с помощью крыльчатого анемометра, расположенного перед деталью таким образом, чтобы не нарушать структуры потока.

в) Сопоставление данных расчета и опыта. Выше были перечислены 12 различных типов промышленных радиотехнических сопротивлений (ВС, МЛТ, УНУ), тепловой режим которых был изучен как экспериментально, так и теоретически. При этом рассматривались следующие зависимости:

$$\vartheta_{\text{макс}} = f(P) \text{ и } \vartheta = \vartheta(x),$$

где x — координата точки в рабочей части детали, где производилось измерение температуры. Сопоставление расчетных и экспериментальных зависимостей показало, что расхождение между ними не превышает 5—8%. При расчетах необходимо возможно точнее знать все геометрические параметры деталей, так как даже для промышленных сопротивлений одного и того же типа значения этих параметров несколько колеблются. Например, для сопротивления ВС = 0,5 колебания геометрических параметров (по измерениям на 10 образцах) составляют: $a_1 = 2{,}10 \div 2{,}18$ *мм*, $l_1 = 8{,}7 \div 9{,}1$ *мм*; $a_2 = 0{,}27 \div 0{,}31$ *мм*, $l_2 = 3{,}9 \div 4{,}1$ *мм*.

Теория теплового режима полупроводниковых термочувствительных сопротивлений проверялась экспериментально на многих образцах как промышленных, так и специально изготовленных ПТС.

Таблица 4-11

Сопоставление расчетных и опытных значений тепловых коэффициентов различных ПТС

Тип ПТС	Геометрические параметры (*мм*)						Φ_v, *град*	B, °K	A, *ом*	F_v опыт, *град/вт*	F_v расчет *град/вт*	$\frac{\Delta F}{F}$, %
	$2a_1$	$2a_3$	l_1	l_2	L	h						
ММТ-1	1,95	0,60	9,4	1,4	21,5	—	2,6			250	239	4,4
							8,4	—	—	241	220	7,9
							15,0			230	210	8,7
ММТ-1	3,20	0,19	3,8	0,9	9,5	—	6,0			366	350	4,4
							10,0	—	—	351	331	5,7
							14,0			341	312	8,5
ММТ-1	2,00	0,29×1,12 прямоугольное сечение	3,5	2,5	12,0	—	17			340	340	0
							30	3497	0,1427	300	320	6,7
							60			290	310	7,0
ММТ-6	0,83	0,20	7,0	1,0	16,0	—	4,0			634	572	9,8
							9,0	—	—	570	532	6,7
							14,0			554	507	8,5
ММТ-6	0,88	0,13	4,9	3,0	15,8	—	4,0			770	738	4,2
							7,0	—	—	740	705	4,7
							13,0			700	664	5,1
Специальная конструкция (вторая группа)	6,65	1,0	9,65	2,9	25,1		20,0			49,5	50,5	2
							60,0	1350	0,281	49,0	50,5	3
							80,0			48,5	49,5	2
Дисковое	4,95	0,4	—	—	—	1,53	20,0			210	200	5
							40,0	3121	0,215	215	200	8
							60,0			215	195	9,5
Дисковое	4,90	0,4	—	—	—	1,73	20,0			200	190	5
							40,0	2620	1,054	200	190	5
							60,0			195	188	4

В частности, для экспериментального обоснования допущения о равномерной плотности линий тока в полупроводнике были проведены опыты на специально изготовленных образцах полупроводниковых термосопротивлений большого диаметра. В табл. 4-11 приведены результаты измерения коэффициента F_v и его расчетные значения для нескольких типов ПТС, работающих в условиях естественной конвекции в воздухе при $t_c = 20—25°$ С, давление нормальное. Термосопротивления типа ММТ относятся к конструкциям второй группы, через L обозначена полная длина детали. Дисковое ПТС относится к конструкциям первой группы; через h обозначена толщина диска, $2a_1$ — его диаметр, а $2a_3$ — диаметр проводников. Во всех случаях длина проводника неограничена. Сопоставление расчетных и опытных данных показывает, что тепловые характеристики, найденные теоретическим и опытным путем, отличаются не более чем на 10%; примерно такая же разница наблюдается между опытными и расчетными электрическими статическими характеристиками.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ВЫПРЯМИТЕЛЕЙ РАДИАТОРНОГО ТИПА

5-1. Методы исследования теплового режима полупроводниковых выпрямителей

Современная промышленность выпускает разнообразные полупроводниковые выпрямители, многие из которых оформляются в виде радиаторов. Такую конструкцию имеют селеновые, меднозакисные, германиевые и другие типы выпрямителей, которые иногда называют выпрямительными столбами.

Температура рабочей части выпрямителя является важнейшим параметром, определяющим многие свойства прибора, поэтому возникает необходимость в исследовании теплового режима выпрямителей. Статические и динамические тепловые характеристики выпрямителя позволяют определить наиболее опасные в тепловом отношении места конструкции и выбрать эффективные меры снижения температуры, установить теоретически обоснованные нормы нагрузки выпрямителей в зависимости от конструкции и условий эксплуатации.

а) Описание конструкции полупроводникового выпрямителя. Рабочим элементом выпрямителя (рис. 5-1) является слой полупроводника, нанесенный на металлическую шайбу-подложку *1* и покрытый тонким слоем металлического сплава; между вентильными шайбами расположены дистанционные шайбы *2*, с помощью которых при сборке выпрямителя возможно менять расстояние b между вентильными шайбами. Основой конструкции является металлическая

шпилька *3*, отделенная от дистанционных шайб слоем изоляции *4*; внешняя часть шпильки *6* изолирована с помощью изолирующих шайб *8*; через *5* обозначены выводы выпрямительного столба. Выпрямитель крепится с помощью болтового соединения к стойке *7*, которую условно будем называть шасси [1]. Тепловые потери, являющиеся причиной нагревания выпрямителя, в виде ленц-джоулева тепла выделяются в основном в толще полупроводникового материала в области с повышенным омическим сопротивлением.

Под действием температуры в рабочем элементе выпрямителя происходят необратимые процессы, которые могут изменить харак-

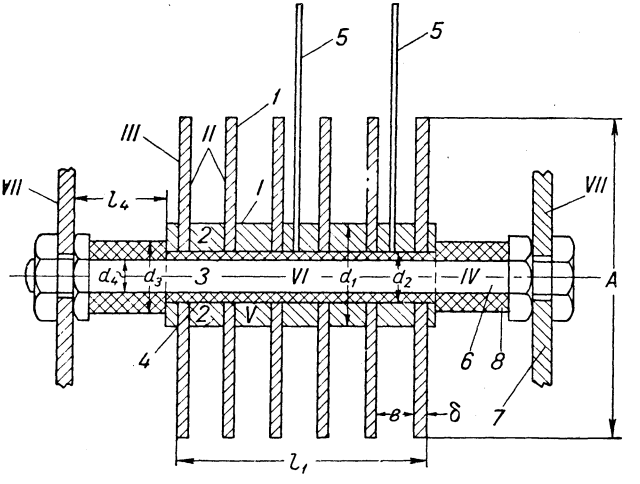


Рис. 5-1. Схематическое изображение выпрямителя радиаторного типа.

теристики выпрямителя или совсем его вывести из строя. Для того чтобы не допустить ускоренного старения выпрямителя или расплавления катодного сплава, не следует поднимать температуру вентильной шайбы выше предельно допустимых значений. Например, для селеновых выпрямителей ускоренное старение происходит при температурах выше 75—80° С, а расплавление катодного сплава— при температурах выше 104° С [Л. 5-4].

б) Краткий обзор существующих исследований. Несмотря на широкое распространение выпрямителей радиаторного типа, особенно селеновых и меднозакисных, сведения об их тепловых режимах имеют исключительно эмпирический характер. Из опыта установлены для существующих выпрямителей максимально допустимые токи и напряжения в некоторых частных условиях эксплуатации [Л. 5-4], а также изучена теплоотдача ряда конструкций селеновых столбов [Л. 5-2, 5-6, 5-7]. Теплоотдача в стационарном режиме селеновых столбов с круглыми (диаметром от 20 до 130 *мм*) и прямоугольными (до 100 × 130 *мм*) вентильными шайбами исследовалась

[1] Шасси будем называть здесь любое устройство, служащее для закрепления выпрямительного столба.

Ф. Ф. Соколовым. Им были измерены также максимальные температуры вентильных шайб и температуры воздуха между шайбами при различных величинах тепловых потерь. Теплоотдачу выпрямительных столбов Соколов оценивал коэффициентом теплопередачи k

$$k = \frac{P}{\vartheta_{макс} S},$$

где P — мощность тепловых потерь выпрямителя;
S — площадь поверхности вентильных шайб;
$\vartheta_{макс}$ — максимальная температура перегрева центральной шайбы столба.

Зависимость k от диаметра D вентильной шайбы и расстояния b между ними была найдена экспериментально [Л. 5-6, 5-7].

Пользуясь результатами этой работы, можно рассчитать максимальную температуру выпрямительных столбов, конструкции и условия эксплуатации которых тождественны изученным. При изменении условий эксплуатации, конструкции или габаритов выпрямительного столба расчет по методу [Л. 5-6, 5-7] может привести к значительным ошибкам.

5-2. Анализ теплового режима выпрямительного столба

а) Схематизация процесса [Л. 5-1]. Вентильная шайба представляет собой многослойный диск или прямоугольник, в среднем слое которого имеется источник тепловой энергии. Так как толщина вентильной шайбы мала, то изменение температуры по толщине шайбы незначительно и им можно пренебречь. Тепловыделение по поверхности вентильной шайбы неравномерно, а значения коэффициентов теплоотдачи в различных точках поверхности шайбы неодинаковы, поэтому температурное поле поверхности шайбы неравномерно [Л. 5-6].

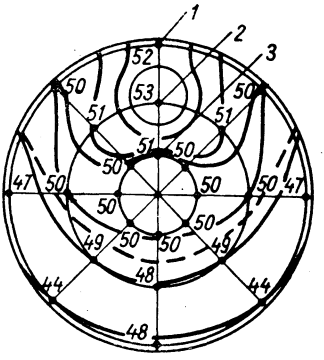


Рис. 5-2. Температурное поле вентильной шайбы (в *град.*).

Неравномерность поля локальных значений коэффициента теплоотдачи в сильной степени зависит от ориентации выпрямителя в пространстве. В дальнейшем будет рассматриваться такая ориентация выпрямительного столба, при которой плоскости вентильных шайб вертикальны.

О степени неравномерности температурного поля шайбы можно судить по рис. 5-2, на котором представлены результаты измерения температуры перегрева в различных точках на окружностях *1*, *2* и *3* поверхности шайбы диаметром $D = 100$ *мм*; сама шайба находилась в центре выпрямительного столба, набранного из 20 шайб. Как следует из рис. 5-2, максимальное и минимальное значения температуры перегрева составляют 53 и 44 *град*, отличаясь друг от друга на 20% (по отношению к минимальному значению); среднеповерхностная температура перегрева равна при этом 48 *град*. В дальнейшем

будем предполагать, что температура шайбы во всех точках одинакова и равна среднеповерхностной температуре шайбы. Температурное поле всего выпрямительного столба радиаторного типа неравномерно как в осевом, так и в радиальном направлениях. В радиальном направлении неравномерность температурного поля столба вызвана оттоком тепла от вентильных шайб к шпильке и наличием изоляционной прослойки (см. рис. 5-1). В осевом направлении неравномерность поля температур обусловлена интенсивным обменом со средой концевых шайб, а также оттоком тепла от шпильки к шасси.

В дальнейшем при анализе температурного поля выпрямительного столба будет учтена неравномерность как в осевом, так и в радиальном направлениях. Анализ будем производить для типичной конструкции выпрямителя радиаторного типа, идеализированная схема которого представлена на рис. 5-1. Выделим в конструкции области, находящиеся в специфических условиях теплообмена: область *I* — поверхность дистанционных шайб; область *II* — теплоотдающая поверхность смежных вентильных шайб; область *III* — внешние поверхности концевых вентильных шайб; область *IV* — часть шпильки, заключенная между концевыми вентильными шайбами и шасси; область *V* — дистанционные шайбы и слой изоляции на поверхности шпильки; область *VI* — внутренняя часть шпильки; *VII* — шасси. Часть вентильной шайбы, заключенную между соседними дистанционными шайбами, отнесем к области *V*.

Примем следующие предположения относительно характера температурного поля выпрямительного столба:

1) среднеповерхностные температуры всех вентильных и дистанционных шайб (области *I*, *II* и *III*) одинаковы и равны среднеповерхностной температуре t_{1s}.

2) температурное поле шпильки (область *VI*) равномерно (t_{2s});

3) в области *VI* отсутствует градиент температуры в поперечном сечении; температура изменяется только в осевом направлении;

4) температура перегрева ϑ_7 шасси в местах закрепления шпильки не зависит от мощности тепловых потерь столба, т. е. шасси достаточно массивно.

б) Тепловой режим выпрямительного столба. Тепловая энергия, выделяющаяся в вентильных шайбах, рассеивается в окружающую среду теплоотдающими поверхностями шайб конвекцией и излучением и переносится кондукцией в основу столба (область *V*) и далее через шпильку (*VI*) в окружающую среду и шасси.

Тепловой баланс выпрямительного столба может быть выражен следующим соотношением:

$$P = \sum_i P_i \quad (i = 1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5), \tag{5-1}$$

где P — мощность тепловых потерь в выпрямительном столбе;

P_1 — мощность, рассеиваемая поверхностью дистанционных шайб;

P_2 — мощность, рассеиваемая всеми смежными теплоотдающими поверхностями вентильных шайб;

P_3 — мощность, рассеиваемая внешними поверхностями двух концевых шайб и торцевыми поверхностями всех шайб;
P_4 — мощность, рассеиваемая в среду областями *IV*;
P_5 — мощность, рассеиваемая в среду через выводы *5* выпрямителя.

Мощности P_1, P_2 и P_3, рассеиваемые в среду конвекцией и излучением, равны:

$$P_1 = \alpha_1 S_1 \vartheta_{1s}, \tag{5-2}$$

$$P_2 = \alpha_2 S_2 \vartheta_{1s}, \tag{5-3}$$

$$P_3 = \alpha_3 S_3 \vartheta_{1s}, \tag{5-4}$$

где α_1, α_2 и α_3 — полные коэффициенты теплоотдачи областей *I*, *II* и *III*, площади поверхностей которых равны S_1, S_2 и S_3. Так как выпрямительный столб представляет собой радиатор типа В, то, согласно (3-4), коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 имеют следующую структуру:

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} L + \alpha_{1л}, \tag{5-5}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{2к} L + \alpha_{2л}, \tag{5-6}$$

где $\alpha_{1к}$ и $\alpha_{2к}$ — конвективные составляющие коэффициента теплоотдачи от поверхностей областей *I* и *II* в среду между ребрами;
$\alpha_{1л}$ и $\alpha_{2л}$ — радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи этих поверхностей в окружающую выпрямительный столб среду;
L — критерий, учитывающий нагревание среды в пространстве между вентильными шайбами. Согласно уравнениям (3-2) и (3-8), этот критерий равен

$$L = \frac{t_{1s} - t'_c}{t_{1s} - t_c} = \frac{\vartheta'_{1s}}{\vartheta_{1s}}, \tag{5-7}$$

здесь $\vartheta'_{1s} = t_{1s} - t'_c$ — среднеповерхностная температура перегрева вентильных и дистанционных шайб относительно температуры t'_c среды между этими шайбами;
t_c — температура среды вдали от выпрямительного столба.

Коэффициент теплоотдачи α_3 концевых вентильных шайб складывается из конвективной $\alpha_{3к}$ и радиационной $\alpha_{3л}$ составляющих, т. е.

$$\alpha_3 = \alpha_{3к} + \alpha_{3л}. \tag{5-8}$$

Мощность P_4, рассеиваемая в среду поверхностями шпилек и уносимая в шасси, в стационарном тепловом режиме равна (согласно закону сохранения энергии) мощности, поступающей в шпильку через область *V*, т. е.

$$P_4 = \frac{\vartheta_{1s} - \vartheta_{2s}}{R}, \tag{5-9}$$

где ϑ_{2s} — среднеповерхностная температура перегрева области *VI*;
R — тепловое сопротивление радиальному потоку тепла, протекающему через дистанционные шайбы и слой изоляции.

Структура теплового сопротивления R может быть определена из формулы (2-12):

$$R = \frac{1}{2\pi l_1}\left(\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_2}{d_4}\right), \qquad (5\text{-}10)$$

где d_1, d_2 и d_4 — внешние диаметры дистанционных шайб, изоляции и шпильки (рис. 5-1);
λ_2 и λ_3 — коэффициенты теплопроводности материалов дистанционных шайб и изоляции;
l_1 — длина столба, равная расстоянию между концевыми шайбами.

Пусть известно распределение температуры $\vartheta_4(x)$ в области *IV*; тогда можно записать иное выражение для P_4. Так как тепловой поток, поступающий из области *V* в область *VI*, полностью переходит в область *IV*, то на границе областей *VI* и *IV* должно соблюдаться следующее условие:

$$P_4 = -2\lambda_4 f_4 \frac{d\vartheta_4}{dx}\bigg|_{x=0}, \qquad (5\text{-}11)$$

где λ_4 — коэффициент теплопроводности материала шпильки;
f_4 — площадь поперечного сечения области *IV*; коэффициент 2 учитывает наличие двух симметрично расположенных одинаковых областей *IV*; начало координат ($x = 0$) располагаем на границе областей *IV* и *VI*.

Для определения $\vartheta_4(x)$ представим область *IV*, т. е. шпильку и изолирующие шайбы, заключенные между концевыми шайбами и шасси (рис. 5-1), в виде ограниченного с двух сторон стержня, боковая поверхность которого покрыта теплоизолирующим слоем. При этом диаметр стержня равен диаметру шпильки d_4, а внешний диаметр теплоизоляционной оболочки — диаметру изолирующих шайб. Нетрудно показать, что при тех диаметрах шпильки и изолирующих шайб, которые могут встретиться при конструировании выпрямительных столбов, толщина изоляции меньше критической и наличие изоляции незначительно изменяет температуру металлического стержня. [1] Для того чтобы излишне не усложнять расчет, не будем учитывать тепловой поток, распространяющийся вдоль изоляции, но при расчете тепловых потерь с поверхности области *IV* учтем ее реальный диаметр.

При таких предположениях относительно характера процесса температурное поле вдоль оси стержня определяется уравнением [Л. 5-5]

$$\frac{d^2\vartheta_4}{dx^2} - b_4^2\vartheta_4 = 0, \quad b_4^2 = \frac{\alpha_4 p_4}{\lambda_4 f_4}. \qquad (5\text{-}12)$$

[1] См. вторую главу, 2-2,б.

Условия на границах области IV имеют вид:

$$\vartheta_4(x)|_{x=0} = \vartheta_{2s}, \tag{5-13}$$

$$\vartheta_4(x)|_{x=l_4} = \vartheta_7. \tag{5-14}$$

Здесь α_4 — полный коэффициент теплоотдачи области IV, при расчете которого за определяющий размер принимается реальный диаметр области IV;

ϑ_4 — температура перегрева шасси;

f_4 и p_4 — площадь поперечного сечения и периметр шпильки, т. е.

$$f_4 = \frac{\pi}{4} d_4^2, \quad p_4 = \pi d_3. \tag{5-15}$$

Интегрируя уравнение (5-12) и учитывая условия (5-13) и (5-14), получим

$$\vartheta_4(x) = \frac{\vartheta_{2s} \operatorname{sh} b_4 (l_4 - x) + \vartheta_7 \operatorname{sh} b_4 x}{\operatorname{sh} b_4 l_4}. \tag{5-16}$$

Подставляя выражение (5-16) для $\vartheta_4(x)$ в уравнение (5-11) и производя необходимые преобразования, получим

$$P_4 = 2a_4 \frac{\vartheta_{2s} \operatorname{ch} b_4 l_4 - \vartheta_7}{\operatorname{sh} b_4 l_4}, \quad a_4 = \lambda_4 b_4 f_4. \tag{5-17}$$

Преобразуем выражение (5-17) таким образом, чтобы в него вместо ϑ_{2s} входило ϑ_{1s}. Подставляя (5-9) в (5-17), получим

$$\vartheta_{2s} = \frac{\vartheta_{1s} + \dfrac{a_4 R}{\operatorname{sh} b_4 l_4} \vartheta_7}{1 + a_4 R \operatorname{cth} b_4 l_4}. \tag{5-18}$$

Подставим теперь выражение (5-18) для ϑ_{2s} в уравнение (5-17):

$$P_4 = 2a_4 \frac{\vartheta_{1s} \operatorname{cth} b_4 l_4 - \dfrac{1}{\operatorname{sh} b_4 l_4} \vartheta_7}{1 + a_4 R \operatorname{cth} b_4 l_4}. \tag{5-19}$$

Определим мощность P_5, рассеиваемую выводами столба; при этом необходимо учитывать форму и размеры выводов.

Если выводы выполнены в виде широких пластин, размеры которых сравнимы с размерами вентильных шайб, то

$$\left.\begin{aligned} P_5 &= \alpha_5 \vartheta_{1s} S_5 n_5, \\ \alpha_5 &= \alpha_{5к} L + \alpha_{5л}, \end{aligned}\right\} \tag{5-20}$$

где S_5 и n_5 — площадь теплоотдающих поверхностей вывода и число выводов;

α_5 — коэффициент теплоотдачи вывода.

Если выводы выполнены в виде проволок, то рассеиваемую ими мощность P_5 можно найти из уравнения, аналогичного (5-12),

$$\frac{d^2\vartheta_5}{dx^2} - b_5^2 \vartheta_5 = 0, \quad b_5^2 = \frac{\alpha_5 p_5}{\lambda_5 f_5}, \tag{5-21}$$

где $\vartheta_5(x)$ — температура перегрева проволочного вывода в точке x, начало координат расположено на поверхности дистанционной шайбы;

p_5, f_5 и λ_5 — периметр, площадь поперечного сечения вывода и коэффициент теплопроводности материала вывода.

Граничные условия для выводов имеют вид

$$\vartheta_5(x)|_{x=0} = \vartheta_{1s}, \quad \left.\frac{d\vartheta_5}{dx}\right|_{x=\infty} = 0. \qquad (5\text{-}22)$$

Последнее условие означает, что в конце вывода тепловой поток настолько мал, что его можно считать равным нулю.

Интегрируя уравнение (5-21) и учитывая условия (5-22), после преобразований получим

$$P_5 = n_5 a_5 \vartheta_{1s}, \quad a_5 = \lambda_5 b_5 f_5. \qquad (5\text{-}23)$$

Уравнения (5-21)—(5-23) были получены в предположении, что при протекании электрического тока через выводы в последних выделяется столь малое количество ленц-джоулева тепла, что им можно пренебречь. Подставляя в уравнение (5-1) значения мощностей P_i из уравнений (5-2)—(5-4), (5-17) и (5-23), получим

$$\vartheta_{1s} = \frac{P + \dfrac{2a_4\vartheta_7}{2a_4R\,\mathrm{ch}\,b_4l_4 + \mathrm{sh}\,b_4l_4}}{\alpha_1S_1 + \alpha_2S_2 + \alpha_3S_3 + n_5a_5 + \dfrac{2a_4\,\mathrm{cth}\,b_4l_4}{1 + 2a_4R\,\mathrm{cth}\,b_4l_4}}. \qquad (5\text{-}24)$$

Уравнение (5-24) является аналитическим выражением статической тепловой характеристики полупроводникового выпрямителя радиаторного типа. В этом выражении учтены: конструкция столба, теплофизические свойства материалов, способ монтажа, физические свойства и состояние среды, в которой находится выпрямительный столб. Изменение условий эксплуатации (естественная конвекция в газообразной или жидкой среде, обдув, различные давления и температуры газа и т. д.) учитывается в формуле (5-24) величинами коэффициентов теплоотдачи α_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$).

5-3. Методика расчета тепловой характеристики выпрямительного столба

а) Исходные данные. Условие независимости температуры перегрева ϑ_7 от мощности P тепловых потерь в выпрямительном столбе означает, что контакты и шасси представляют собой массивное устройство, температуру которого поступающий от столба тепловой поток изменить не может. Однако практически шасси — либо тонкая пластинка, либо стержень, температура которых может зависеть ст теплового режима выпрямительного столба. Если длина выступающих частей шпильки достаточно велика, то температурное поле в осевом направлении области *IV* затухает.

Полагая в уравнении (5-24) $l_4 = \infty$, получим

$$\vartheta_{1s} = \frac{P}{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \alpha_3 S_3 + n_5 a_5 + \dfrac{2a_4}{1 + 2a_4 R}}. \qquad (5\text{-}25)$$

Экспериментальные исследования показали, что уравнение (5-25) удовлетворительно описывает тепловой режим выпрямительного столба. В дальнейшем расчеты тепловых характеристик будем производить, базируясь на уравнении (5-25), которое может считаться обоснованным экспериментально [Л. 5-8]. Исходными данными для расчета тепловой характеристики столба являются: геометрические размеры отдельных частей конструкции (рис. 5-1): коэффициенты теплопроводности материалов (λ_2, λ_3, λ_4 и λ_5); температура t_c окружающей среды и ее физические свойства; степени черноты поверхностей столба. В результате расчета может быть получена тепловая характеристика выпрямительного столба

$$\vartheta_{1s} = f(P). \qquad (5\text{-}26)$$

Так как коэффициенты теплоотдачи отдельных областей зависят от температуры, то зависимость (5-26) носит нелинейный характер, учесть который можно, рассчитав, как минимум, две точки этой характеристики.

Выпишем для расчета исходные данные: а) геометрические параметры D, d_1, d_2, d_3, d_4, δ, b, n; б) физические параметры λ_2, λ_3, ε_1, ε_2, температура t_c среды, ее состояние и физические свойства.

б) Порядок расчета. 1. Производим вспомогательные расчеты: [1]

$$\left.\begin{aligned} &l_1 = n\delta + (n-1)b; \quad \frac{b}{d}, \quad \frac{D}{d}, \quad D^{\frac{1}{4}}, \quad d_1^{\frac{1}{4}}, \quad d^{\frac{1}{4}}, \\ &S_1 = (n-1)\pi d_1 b, \\ &S_2 = 2(n-1)\left(D^2 - d_1^2\right)\frac{\pi}{4} \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}27)$$

или

$$\left.\begin{aligned} &S_2 = 2(n-1)\left(D_1 D_2 - \frac{\pi}{4} d_1^2\right), \\ &S_3 = 2\left(D^2 - d_1^2\right)\frac{\pi}{4} + \pi D \delta n \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}27)$$

или

$$\left.\begin{aligned} &S_3 = 2\left(D_1 D_2 - \frac{\pi}{4} d_1^2\right) + 2\left(D_1 + D_2\right)\delta n. \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}27)$$

Коэффициент облученности φ следует определять по графикам, приведенным на рис. 3-2.

---

[1] Первые формулы для S_2 и S_3 следует применять для круглых, вторые — для прямоугольных вентильных шайб (D_1 и D_2 — длины сторон прямоугольника).

2. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева столба и по формулам (5-5), (5-6) и (5-8) определяем коэффициенты теплоотдачи α_1, α_2 и α_3. Конвективные и радиационные составляющие этих коэффициентов вычисляются по формулам (1-9) и (1-35). Критерий L и параметр η определяются по формуле (3-9). При вычислении $\alpha_{1к}$, $\alpha_{2к}$ и $\alpha_{3к}$ за определяющие размеры принимаются диаметры вентильных (D) и дистанционных (d_1) шайб.

Определяющая температура и перегрев поверхностей рассчитываются с учетом нагревания среды между шайбами, т. е.

$$\left.\begin{aligned} t_{1m} &= t_{2m} = t'_m = 0{,}5\,(t_{1s} + t'_c), \\ t_{3m} &= 0{,}5\,(t_{1s} + t_c). \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}28)$$

3. Полагаем

$$\vartheta_{4s} = \vartheta_{5s} = 0{,}5\vartheta_{1s} \qquad (5\text{-}29)$$

и находим коэффициенты теплоотдачи α_4 и α_5 по формулам (1-9), (1-35). При этом

$$t_{4m} = t_{5m} = 0{,}5\,(t_{4s} + t_c). \qquad (5\text{-}30)$$

Формулы (5-29) и (5-30) позволяют приближенно оценить температуры t_{4s}, t_{5s}, t_{4m} и t_{5m}, однако, как показал анализ, такое приближение вполне удовлетворительно и не вносит существенных ошибок в окончательный результат.

4. По формулам (5-10), (5-17), и (5-23) определяем численные значения параметров R, a_4 и a_5.

5. По формуле (5-25) находим мощность тепловых потерь P, рассеиваемую столбом при выбранном значении среднеповерхностной температуры.

Задавая иное значение ϑ_{1s}, повторяем расчет в прежнем порядке и получаем новое значение P.

Пример 5-1.

Рассчитать тепловую характеристику селенового выпрямительного столба, собранного из трех вентильных квадратных шайб. Выпрямительный столб находится в спокойном воздухе, температура которого равна $t_c = 24°$ С.

Исходные данные: $D_1 = D_2 = 75$ *мм*; $d_1 = 18$ *мм*; $d_2 = 10$ *мм*; $d_3 = 18$ *мм*; $d_4 = 8$ *мм*; $\delta = 0{,}8$ *мм*; $b = 7{,}2$ *мм*; $n = 3$; $\lambda_2 = 0{,}26$ *вт/м·град* (бумага пропитанная); $\lambda_3 = 45$ *вт/м·град* (сталь); $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}9$.

Решение.

1. По формулам (5-27) находим:

$S_1 = 8{,}2 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2}; $S_2 = 2{,}15 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_3 = 1{,}15 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $l_1 = 16{,}9 \cdot 10^{-3}$ *м*;

$\frac{b}{d_1} = 0{,}4$; $d_1^{\frac{1}{4}} = 0{,}366$ *м*$^{\frac{1}{4}}$; $d_3^{\frac{1}{4}} = 0{,}366$ *м*$^{\frac{1}{4}}$; $D_1^{\frac{1}{4}} = 0{,}523$ *м*$^{\frac{1}{4}}$.

Находим эквивалентный диаметр $D_э$ вентильной шайбы:

$$D_э = \frac{2D_1}{\sqrt{\pi}} = 8{,}47 \cdot 10^{-2}\ м; \quad \frac{D_э}{d_1} = 4{,}7.$$

По графикам рис. 3-2 определяем коэффициент облученности $\varphi = 0{,}175$.

2. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева $\vartheta_{1s} = 10$ *град*. Определяем среднюю температуру t_{1m} воздуха между вентильными шайбами столба:

$$t_{1s} = t_c + \vartheta_{1s} = 34^\circ\text{ C}; \quad t_{1m} = 0{,}5\,(t_{1s} + t_c) = 29^\circ\text{ C}.$$

По формуле (3-9) находим η и далее L ($A_4 = 0{,}349$):

$$\eta = 0{,}349 \cdot 7{,}2\,\frac{1{,}78}{2{,}94} = 1{,}53; \quad L = 0{,}690.$$

По формуле (3-8) рассчитываем температуру воздуха между ребрами:

$$t'_c = 34 - 10 \cdot 0{,}690 = 34 - 6{,}9 = 27{,}1^\circ\text{ C}.$$

По формуле (5-28) находим t'_m:

$$t'_m = 0{,}5\,(34 + 27{,}1) \approx 30^\circ\text{ C}.$$

По формуле (1-9) находим $\alpha_{1к}$ и $\alpha_{2к}$:

$$A_2\,(30) = 1{,}36\ \textit{вт/м}^{\frac{7}{4}} \cdot \textit{град}^{\frac{5}{4}}; \quad (\vartheta_{1s})^{\frac{1}{4}} = 6{,}9^{\frac{1}{4}} = 1{,}63\ \textit{град}^{\frac{1}{4}};$$

$$\alpha_{1к} = 1{,}36\,\frac{1{,}63}{0{,}366} = 6{,}05\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}; \quad \alpha_{1к}L = 4{,}14\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град};$$

$$\alpha_{2к} = 1{,}36\,\frac{1{,}63}{0{,}523} = 4{,}25\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}; \quad \alpha_{2к}L = 2{,}90\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}.$$

По тем же формулам определяем $\alpha_{3к}$, учитывая, что $t_c = 24^\circ$ C:

$$t_m = 0{,}5\,(34 + 24) = 29^\circ\text{ C}; \quad (\vartheta_{1s})^{\frac{1}{4}} = 10^{\frac{1}{4}} = 1{,}78\ \textit{град}^{\frac{1}{4}};$$

$$A_2\,(29) \approx 1{,}36\ \textit{вт/м}^{\frac{7}{4}} \cdot \textit{град}^{\frac{5}{4}};$$

$$\alpha_{3к} = 1{,}36\,\frac{1{,}78}{0{,}523} = 4{,}62\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}.$$

Определяем радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи. По табл. 1 10 находим $f\,(34;\ 24) = 6{,}30$ *вт/м*$^2 \cdot$ *град* и по формуле (1-35) получаем:

$$\alpha_{1л} = \alpha_{2л} = 0{,}9 \cdot 0{,}175 \cdot 6{,}30 = 0{,}99\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град};$$

$$\alpha_{3л} = 0{,}9 \cdot 630 = 5{,}66\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}.$$

По формулам (5-5) и (5-6) находим полные коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2, а по (5-8) — α_3:

$$\alpha_1 = 6{,}05 \cdot 0{,}690 + 0{,}99 = 5{,}13\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град};$$
$$\alpha_2 = 4{,}25 \cdot 0{,}690 + 0{,}99 = 3{,}89\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град};$$
$$\alpha_3 = 4{,}62 + 5{,}66 = 10{,}3\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}.$$

3. Определяем коэффициент теплоотдачи α_4. По формулам (5-29) и (5-30) находим:

$$\vartheta_{4s} = 0{,}5 \cdot 10 = 5\ \textit{град}, \quad t_{4s} = 24 + 5 = 29^\circ\text{ C};$$

$$t_{4m} = 0{,}5\,(29 + 24) \times 26^\circ\text{ C}.$$

По табл. 1-5 и по формуле (1-9) находим A_2 и $\alpha_{4к}$:

$$A_2 = 1{,}37\ \textit{вт/м}^{\frac{7}{4}} \cdot \textit{град}^{\frac{5}{4}}; \qquad \alpha_{4к} = 1{,}37\,\frac{5^{\frac{1}{4}}}{(1{,}8 \cdot 10^{-2})^{\frac{1}{4}}} = 5{,}60\ \textit{вт/м}^2 \cdot \textit{град}.$$

По формуле (1-35) и табл. 1-10 определяем радиационную составляющую коэффициента теплоотдачи $\alpha_{4л}$:

$$f(29{,}24) = 6{,}15 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}; \quad \alpha_{4л} = 0{,}9\cdot 6{,}15 = 5{,}44 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

Полный коэффициент теплоотдачи области IV равен

$$\alpha_4 = \alpha_{4к} + \alpha_{4л} = 5{,}60 + 5{,}44 \approx 11{,}0 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

4. По формулам (5-10) и (5-17) рассчитаем R и a_4:

$$R = \frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 16{,}9\cdot 10^{-3}}\left(\frac{1}{0{,}26}\ln\frac{18}{10} + \frac{1}{45}\ln\frac{10}{8}\right) = 3{,}62 \text{ град/вт};$$

$$a_4 = \lambda_4 b_4 f_4 = 0{,}5\pi d_4\sqrt{\alpha_4\lambda_4 d_3} =$$

$$= 0{,}5\cdot 8\cdot 10^{-3}\sqrt{11{,}0\cdot 45\cdot 18\cdot 10^{-3}} = 3{,}75\cdot 10^{-2} \text{ вт/град}.$$

5. По формуле (5-25) находим мощность тепловых потерь выпрямительного столба при выбранном значении $\vartheta_{1s} = 10$ *град*:

$$P = 10\left(5\cdot 13\cdot 8{,}2\cdot 10^{-4} + 3{,}89\cdot 2{,}15\cdot 10^{-2} + 10{,}3\cdot 1{,}15\cdot 10^{-2} + \right.$$

$$\left. + \frac{2\cdot 3{,}75\cdot 10^{-2}}{1 + 2\cdot 3{,}75\cdot 10^{-2}\cdot 3{,}62}\right) = 2{,}54 \text{ вт}.$$

Если задать иное значение температуры перегрева вентильной шайбы (например, $\vartheta_{1s} = 70$ *град*) и произвести все расчеты в указанном выше порядке, то получим новое значение мощности тепловых потерь выпрямительного столба ($P = 28{,}1$ *вт*).

5-4. Влияние различных параметров на тепловой режим выпрямительных столбов

Рассмотрим влияние на тепловой режим выпрямительного столба следующих параметров: коэффициентов теплопроводности материала шпильки и изоляции и температуры окружающей среды. Анализ проведем для конкретной конструкции детали: выпрямительный столб собран из пяти квадратных вентильных шайб размером $D = 75$ *мм*, диаметр дистанционных шайб $d_1 = 18$ *мм*, расстояние между шайбами $b = 5{,}6$ *мм*, степень черноты теплоотдающих поверхностей $\varepsilon = 0{,}9$. Выпрямительный столб работает в условиях естественной конвекции в воздухе, температура которого $t_c = 20°$ С.

Рассмотрим, насколько будут отличаться тепловые характеристики выпрямительного столба, если шпилька изготовлена из текстолита, стали, латуни, дюралюминия и меди (промышленные конструкции выпрямительного столба имеют стальную шпильку) и изоляция изготовлена из бумаги, пропитанной влагостойким составом (так же как в реальном выпрямителе). Результаты анализа представлены в табл. 5-1.

Выясним также влияние коэффициента теплопроводности материала изоляции на тепловые характеристики выпрямительного столба. Пусть при этом шпилька выполнена из стали, а изоляция изготовлена из слюды, пропитанной бумаги и непропитанной бумаги. Результаты анализа представлены в табл. 5-2. Различие в рассеиваемых выпрямительным столбом мощностях (при одинаковой температуре перегрева ϑ_{1s}) в столбах с различными материалами шпильки

и электроизоляции не превышает 5—6%, т. е. влияние материалов электроизоляции и шпильки на тепловой режим невелико.

Данные табл. 5-1 и 5-2 были получены на основании формулы (5-25) и затем проверены экспериментально. Для этого выпрямительные столбы собирались на шпильках, изготовленных из материалов, указанных в табл. 5-1. Результаты расчетов и опытов в пределах точности измерений совпадают.

Таблица 5-1

Тепловой режим выпрямительных столбов с различными шпильками

Материал шпильки	Коэффициент теплопроводности (*вт/м·град*)	Мощность (*вт*), рассеиваемая столбом при ϑ_{1s}, *град*		
		10	30	70
Текстолит	2,8	2,60	10,0	30,8
Сталь	45	2,68	10,9	32,3
Латунь	104	2,74	11,0	32,6
Дюралюминий	170	2,79	11,1	32,8
Медь	385	2,83	11,3	33,1

Таблица 5-2

Тепловой режим выпрямительных столбов с различной изоляцией

Материал электроизоляции	Толщина (*мм*)	Коэффициент теплопроводности (*вт/м·град*)	Мощность (*вт*), рассеиваемая столбом при ϑ_{1s}, *град*		
			10	30	70
Слюда	1	0,52	2,82	11,3	33,7
Бумага пропитанная	1	0,26	2,68	10,9	32,3
Бумага непропитанная	1	0,14	2,56	10,4	31,8

Анализ влияния на тепловой режим выпрямительного столба температуры окружающего воздуха также был произведен для ряда конкретных конструкций выпрямительных столбов. Результаты анализа для одной из конструкций селенового выпрямителя (круглые вентильные шайбы с $D = 100$ *мм*, $d_1 = 22$ *мм*, $b = 8$ *мм*, $n = 12$, $\varepsilon = 0{,}9$; естественная конвекция в воздухе) представлены на рис. 5-3 в виде зависимостей

$$t_{1s} = f(P) \qquad (5\text{-}31)$$

для четырех различных значений температуры окружающей среды $t_c = 0$; 35; 50; 80° С. Соответствующая каждой кривой температура среды указана на графике. Из графиков следует, что наклон кривых слабо зависит от температуры среды, что позволяет получать аналогичные характеристики при различных температурах t_c простым параллельным переносом.

Зависимости (5-31) позволяют определить для выбранной конструкции и условий эксплуатации выпрямителя его предельно допустимую мощность $P_{доп}$ тепловых потерь. Для этого на рис. 5-3 необходимо провести линию, параллельную оси абсцисс, на уровне предельно допустимой среднеповерхностной температуры столба. В 5-1 были указаны предельно допустимые температуры для селеновых выпрямительных столбов. Первая допустимая температура вентильной шайбы $t'_{доп} = 75 \div 80°$ С, выше этой температуры происходит ускоренное старение; вторая допустимая температура

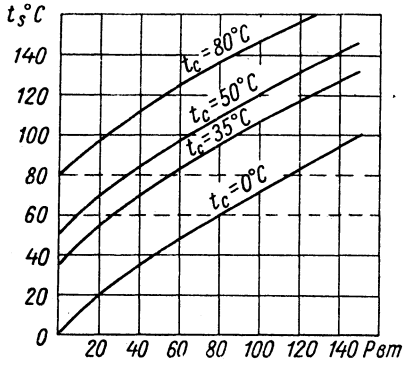


Рис. 5-3. Зависимость температуры поверхности шайб селенового выпрямителя от рассеиваемой им мощности при различных температурах окружающей среды.

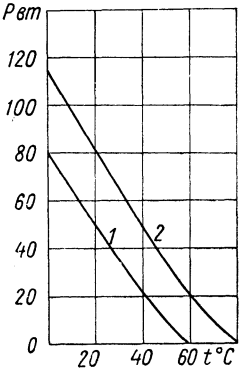


Рис. 5-4. Зависимость допустимой мощности рассеяния селенового выпрямителя от температуры окружающей среды.
$1 - t'_{доп} = 60°$С; $2 - t'_{доп} = 80°$ С.

вентильной шайбы $t''_{доп} = 104°$ С, выше этой температуры происходит расплавление катодного сплава. Учитывая, что среднеповерхностная температура перегрева столба на 15—20% ниже максимальной температуры перегрева, установим предельно допустимые среднеповерхностные температуры столба: $t'_{доп} = 60°$ С и $t''_{доп} = 80°$ С. Определяя по графикам рис. 5-3 соответствующие температурам 60 и 80° С мощности тепловых потерь выпрямительного столба при различных температурах среды, построим зависимости

$$P_{доп} = f(t_c),$$

представленные на рис. 5-4.

Аналогично могут быть определены предельно допустимые нормы нагрузки для столбов с другими размерами, эксплуатируемых в иных условиях, например, при обдуве, в трансформаторном масле и т. д. В расчетах тепловых характеристик при этом изменяются лишь величины коэффициентов теплоотдачи, которые следует определять по формулам, приведенным в первой главе. Теоретическое и экспериментальное исследование промышленных выпрямительных столбов позволяет определить степень участия отдельных частей детали в теплообмене. В среднем около 50% всей энергии рассеивается

смежными поверхностями вентильных шайб, около 35% — внешними поверхностями вентильных шайб; на долю дистанционных шайб приходится лишь 2—5% рассеиваемой энергии, а в шасси по шпильке путем кондукции уносится в среднем 10—15% энергии.

Приведенные соотношения энергии, рассеиваемой различными частями детали, а также результаты анализа влияния материалов шпильки и электроизоляции на тепловой режим столба показывают, что за время промышленного производства полупроводниковых выпрямителей радиаторного типа на основании обширного эмпирического материала были разработаны конструкции столбов, близкие, с точки зрения теплообмена, к оптимальным.

Выведенные выше соотношения могут быть полезными при определении физически обоснованных предельно допустимых норм нагрузки столбов в различных условиях эксплуатации. По мере появления новых термостойких полупроводниковых материалов появится необходимость в выборе новых оптимальных конструкций выпрямителей радиаторного типа. Эту задачу поможет решить рассмотренная в настоящей главе теория. Предложенные расчетные формулы справедливы и для несколько иных конструкций выпрямителей радиаторного типа, например для столбов с двумя шпильками. Теплоотдачу таких радиаторов экспериментально исследовал Ф. Ф. Соколов [Л. 5-7].

5-5. Экспериментальная проверка метода расчета

Для проверки метода расчета тепловых характеристик выпрямительных столбов радиаторного типа была проведена серия опытов на селеновых выпрямительных столбах, размеры которых приведены в табл. 5-3.

Таблица 5-3

Размеры селеновых выпрямителей столбов

№ столба	D, *мм*	b, *мм*	Количество шайб n
1	60	5,6	5
2	75	5,6	6
3	75	7,3	3
4	75	14,7	3
5	75	—	1

Вентильные шайбы имели форму квадрата; материал шпильки — сталь; электроизоляция — пропитанная бумага; степень черноты поверхностей $\varepsilon = 0{,}9$; условия работы — естественная конвекция в воздухе. Испытуемые столбы собирались из вентильных шайб с близкими электрическими характеристиками, что обеспечивало одинаковое нагревание всех вентильных шайб столба. Через выпрямительный столб протекал постоянный ток пропускного направления, мощность тепловых потерь измерялась методом вольтметра —

амперметра. Питание схемы осуществлялось от выпрямителя, выход которого был зашунтирован по переменной составляющей (пульсации) емкостным фильтром. Среднеповерхностная температура перегрева вентильных шайб измерялась дифференциальной медно-константановой термопарой, диаметр электродов которой 0,2 *мм*. Результаты измерений тепловых характеристик выпрямительных столбов представлены в графическом виде на рис. 5-5; по оси абсцисс отложена мощность, рассеиваемая выпрямительным столбом, а по оси ординат — среднеповерхностная температура перегрева вентильных шайб. Результаты эксперимента даны в виде точек, треугольников и крестиков, результаты расчетов изображены сплошными линиями. Цифры на рис. 5-5 указывают номера столбов в соответствии с табл. 5-3.

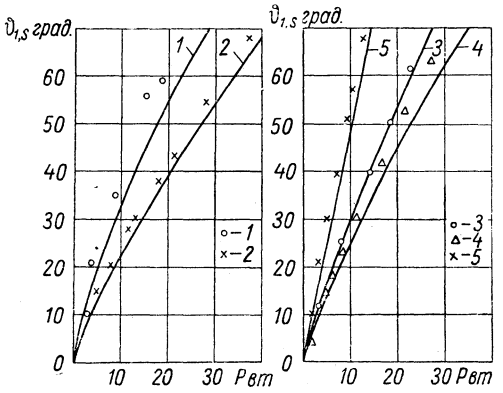


Рис. 5-5. Тепловые характеристики различных выпрямителей (сопоставление результатов расчета и опыта).

Из сравнения расчетных и опытных данных следует, что измеренные значения ϑ_{1s} примерно на 10% отличаются от расчетных.

В заключение отметим, что приведенный в настоящей главе метод расчета теплового режима выпрямительного столба позволяет установить связь между рассеиваемой столбом мощностью и среднеповерхностной температурой вентильных шайб. Из опытов следует, что среднеповерхностная температура вентильной шайбы примерно на 15—20% ниже максимальной температуры, поэтому ориентировочное значение $\vartheta_{макс}$ может быть оценено по формуле

$$\vartheta_{макс} = 1{,}2\vartheta_{1s}. \qquad (5\text{-}32)$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ДИОДОВ И ТРИОДОВ

6-1. Конструкции полупроводниковых диодов и триодов. Состояние исследований их теплового режима

Полупроводниковые диоды и триоды условно разделяют на две группы — мощные и маломощные. Мощные диоды и триоды используются с дополнительными теплоотводящими устройствами. Для маломощных полупроводниковых приборов характерно отсутствие дополнительных теплоотводящих устройств, что приводит к боль-

щому влиянию на тепловой режим элементов самого полупроводникового прибора.

Мощные полупроводниковые приборы монтируются внутри радиоэлектронного аппарата на шасси или каких-нибудь теплоотводящих устройствах, действие которых основано на использовании различных принципов отвода и рассеивания тепловой энергии: естественной или вынужденной конвекции в воздухе; жидкостных теплоносителей; испарения жидкостей, кипящих при низких темпе-

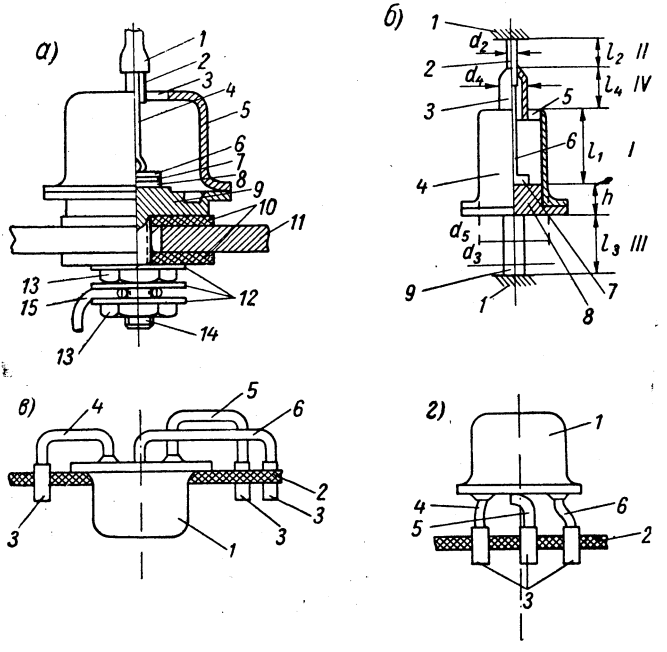


Рис. 6-1. Типичные конструкции полупроводниковых диодов и триодов и некоторые способы их крепления: *а* — мощный диод, укрепленный на шасси; *б* — диод малой мощности; *в*, *г* — триод малой мощности, укрепленный в отверстии электроизоляционной платы (*в*) и над платой (*г*).

ратурах; термоэлектрического эффекта Пельтье. Наиболее широко в настоящее время применяется самый простой способ отвода тепла за счет естественной конвекции в воздухе. При этом монтаж диода или триода осуществляется либо непосредственно на шасси, которое играет роль теплоотвода, либо на теплоотводящем радиаторе специальной конструкции, который в свою очередь крепится на шасси. Рассеяние тепловой энергии поверхностью шасси или радиатора происходит за счет естественной конвекции и излучения.

а) Описание конструкции полупроводниковых диодов и триодов. На рис. 6-1 схематически показаны типичные конструкции мощных и маломощных полупроводниковых диодов и триодов, а на рис. 6-2 изображены мощные полупроводниковые диоды и триоды, смонтированные на радиаторах различных конструкций [Л. 6-11].

На рис. 6-1, *а* изображен мощный полупроводниковый диод, смонтированный на шасси. Рабочим элементом прибора является кристалл *7* полупроводника, который контактирует через припой *6* и *8* с электродом *4* и кристаллодержателем *9*. Электрод через втулку *2* соединен с контактным колпачком *1*; втулка изолирована от корпуса *5* детали стеклянным изолятором *3*. С помощью болта *14* кристаллодержателя и гаек *13* деталь крепится на шасси *11*. Корпус диода электроизолирован от шасси с помощью двух слоев изоляции *10*: между корпусом диода и шасси и между шайбой *12* и шасси. Нижний проводник *15* крепится между двумя шайбами *12*. В отличие от диода, полупроводниковый триод имеет три вывода *4*, *5* и *6* (рис. 6-1, *в*, *г*).

На рис. 6-1, *б* изображен маломощный диод, присоединенный к клеммам *1*, представляющим собой лепесток, клемму, массивный зажим или достаточно длинный провод, припаянный к выводу. Рабочим элементом прибора является полупроводниковый кристалл *7*, соединенный с помощью припоя с электродом *6* и кристаллодержателем *8*, который связан с нижним электродом *9*. Электрод *6* соединен с колпачком *3*, электрически изолированным от корпуса *4* с помощью стеклянного изолятора *5*. Продолжением электрода *6* является более массивный проводник *2*, который будем называть верхним выводом.

На рис. 6-1, *в* схематически представлен маломощный триод *1*, смонтированный в отверстии тонкой электроизоляционной платы *2*, а на рис. 6-1, *г* триод *1*, смонтированный над платой *2*. В обоих случаях выводы *4* (эмиттер), *5* (база), *6* (коллектор) присоединены к лепесткам *3*, укрепленным в плате.

Как уже указывалось, для интенсификации теплообмена полупроводниковых диодов и триодов последние иногда монтируют на радиаторах. Конструкции радиаторов, некоторые способы монтажа полупроводниковых диодов и триодов и радиаторов на шасси схематически изображены на рис. 6-2: на рис. 6-2, *а*, *б* показаны способы монтажа триодов, на рис. 6-2, *в*, *г* — силовых диодов. Условные обозначения на этих рисунках следующие: *1* — верхний вывод диода; *2* — корпус прибора; *3* — радиатор; *4* — шасси; *5* — нижний вывод диода (токопроводящий провод) или выводы триода; *6* — слой электрической изоляции между радиатором и шасси; *7* — слой изоляции между гайкой и шасси; *8* — гайки; *9* — шпилька.

б) Источники тепловой энергии в полупроводниковых диодах. Во время работы полупроводникового прибора тепловая энергия выделяется внутри кристалла полупроводника, в токоведущих частях приборов и проводниках. Тепловые потери в металлических токоведущих частях приборов и проводниках представляют собой ленц-джоулево тепло; величина этих потерь незначительна и ими обычно пренебрегают. Природа источников тепловой энергии внутри кристалла полупроводника, содержащего *p-n* переход, а также их распределение в толще кристалла в настоящее время изучены недостаточно полно.

Характер изменения мощности тепловых потерь по толщине кристалла определяется изменением электрического поля в кристалле и зависит от полярности приложенного к кристаллу напряжения. При протекании через кристалл тока в запорном направлении тепловая энергия выделяется в основном в области p-n перехода, где происходит практически все падение напряжения, приложенного к прибору. При пропускном направлении тока сопротивление толщи

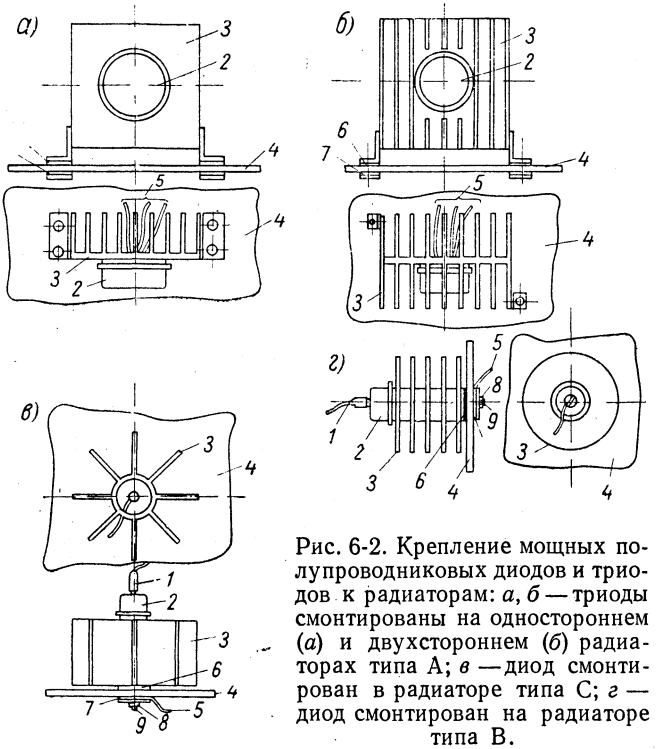


Рис. 6-2. Крепление мощных полупроводниковых диодов и триодов к радиаторам: *а*, *б* — триоды смонтированы на одностороннем (*а*) и двухстороннем (*б*) радиаторах типа А; *в* — диод смонтирован в радиаторе типа С; *г* — диод смонтирован на радиаторе типа В.

кристалла становится сравнимым с сопротивлением p-n перехода и тепловая энергия выделяется практически во всей толще кристалла [Л. 6-4, 6-6, 6-20].

В работах [Л. 6-2, 6-3] показано, что в толще кристалла проявляются также термоэлектрические эффекты Томсона и Пельтье, величина которых, однако, мала. Анализ показывает, что в полупроводниковых триодах тепловая энергия выделяется в виде ленц-джоулева тепла преимущественно (70%) в тонком слое возле коллекторного p-n перехода, толщина этого слоя в германии составляет примерно 1 *мк* [Л. 6-3]. В дальнейшем будем полагать, что при установившемся тепловом режиме диода, работающего в статическом электрическом режиме, величина мощности тепловых потерь определяется произведением силы тока, протекающего через диод, на падение напряжения на нем.

Для триода, работающего в тех же условиях, мощность тепловых потерь P в приборе определяется суммой тепловых потерь на коллекторном ($P_к$) и эмиттерном ($P_э$) p-n переходах, а также в области базы ($P_б$), т. е.

$$P = P_к + P_э + P_б. \qquad (6\text{-}1)$$

Величину $P_б$ можно не учитывать, так как она незначительна по сравнению с $P_э$ и $P_к$. Мощности тепловых потерь в коллекторном и эмиттерном переходах определяются произведением токов в цепях коллектора и эмиттера и напряжений на соответствующих электродах.

При работе диодов и триодов в динамических электрических режимах температурное поле прибора будет определяться переходными тепловыми процессами, возникающими под действием переменного во времени источника энергии. Если частота изменения мощности источника энергии велика, то благодаря тепловой инерции температурное поле прибора не успеет измениться. В этом случае можно рассматривать стационарное поле температур прибора при среднем значении мощности тепловых потерь. Среднее значение мощности тепловых потерь, выделяющихся при работе полупроводниковых диодов и триодов, может быть вычислено известными методами [Л. 6-8, 6-18].

в) Состояние исследований теплового режима полупроводниковых диодов и триодов. Различные характеристики этих приборов в значительной степени зависят от температуры p-n перехода. Последняя определяется температурой окружающей среды, мощностью тепловых потерь в кристалле, конструкцией прибора и условиями его эксплуатации. При нагревании ухудшаются усилительные свойства приборов и возрастают обратные токи через p-n переходы; эти токи дополнительно разогревают кристалл. Развивающийся лавинный процесс нарастания температуры с увеличением мощности тепловых потерь может привести к недопустимым изменениям параметров прибора и к выходу его из строя в результате теплового пробоя.

Указанные причины побуждают многих исследователей к изучению теплового режима полупроводниковых диодов и триодов и к изысканию эффективных средств их охлаждения. Тепловые режимы мощных полупроводниковых диодов и триодов в условиях естественной конвекции изучались многими авторами [Л. 6-5, 6-10, 6-15, 6-26, 6-29, 6-31, 6-33, 6-38, 6-39]. Однако считать задачу решенной пока нельзя, так как во многих работах либо слишком грубо идеализируют процессы теплообмена, либо рассматривается тепловой режим детали в условиях, весьма далеких от реальных условий эксплуатации. Как правило, отсутствует экспериментальная проверка предложенных методов расчета, что является недопустимым, если учесть приближенный характер анализа.

Рядом авторов были предложены различные способы интенсификации теплообмена полупроводниковых диодов и триодов, а именно: охлаждение жидкостными теплоносителями [Л. 6-22, 6-27, 6-28], испарение жидкостей, кипящих при низких температурах [6-35];

использование термоэлектрического эффекта Пельтье [Л. 6-23]. В данной главе будут предложены аналитические методы расчета тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов промышленных конструкций, работающих в различных условиях, а в восьмой главе указаны методы расчета тепловых характеристик деталей, охлаждаемых жидкими теплоносителями.

Исследование теплового режима маломощных полупроводниковых диодов и триодов предполагает разработку тех же вопросов, что и для деталей большой мощности. Однако интерес к тепловым режимам маломощных диодов и триодов не столь значителен, как к мощным диодам и триодам. Причины этого заключаются, по-видимому, в том, что наиболее часто встречающиеся электрические режимы эксплуатации приборов не приводили к их тепловым перегрузкам. В последние годы маломощные диоды и триоды находят все более широкое применение в различных импульсных схемах, в которых приборы работают в режиме кратковременных перегрузок, что приводит к их заметному нагреванию.

В ряде работ рассматривались вопросы, связанные с тепловыми режимами маломощных полупроводниковых диодов и триодов при импульсном характере электрической нагрузки приборов [Л. 6-1, 6-17, 6-25, 6-30, 6-34]. В этих работах показано, что изменение во времени мощности тепловых потерь приводит к изменению температуры в весьма тонком слое кристалла полупроводника, при этом температуры кристаллодержателя, корпуса и выводов во времени (при не очень низких частотах) практически не изменяются и определяются средней мощностью тепловых потерь в приборе. Этот важный вывод будет нами в дальнейшем использован при анализе теплового режима маломощных диодов и триодов, который приводится в настоящей главе.

6-2. Тепловой режим мощных полупроводниковых диодов и триодов

Рассмотрим полупроводниковый диод или триод, смонтированный на радиаторе типа В или С (глава третья), который через слой электроизоляции укреплен на шасси (рис. 6-3). Будем предполагать, что другие выделяющие тепловую энергию детали на шасси отсутствуют и шасси не заключено в кожух. Влияние этих элементов радиоэлектронного устройства будет учтено впоследствии. Пусть в p-n переходе диода или триода выделяется тепловая энергия, мощность которой равна P; p-n переход нагревается до температуры $t_{p\text{-}n}$. Выделение в кристалле полупроводника тепловой энергии приводит к появлению тепловых потоков, распространяющихся от источника энергии к среде. Эти тепловые потоки проходят все элементы системы, преодолевая при этом их тепловое сопротивление, и рассеиваются в окружающую среду.

Связь между температурами в различных частях системы и проходящими через них тепловыми потоками будем выражать либо с помощью тепловых сопротивлений R, либо посредством тепловых коэффициентов F. Если тепловой поток, проходя через любые

изотермические поверхности, не меняется, то зависимость между температурами t_i и t_j изотермических поверхностей i и j и тепловым потоком P можно выразить с помощью формулы (2-3а):

$$t_i - t_j = R_{ij}P, \qquad (6\text{-}2)$$

где R_{ij} — тепловое сопротивление потоку между поверхностями i и j.

Если тепловой поток, проходя через изотермические поверхности i и j, меняется (или за счет частичного рассеяния в окружающую среду, или благодаря внутренним источникам или стоком энергии), то, как было показано в 2-1, целесообразно находить связь между температурой t_i какой-либо изотермической поверхности i, температурой окружающей среды t_c и тепловым потоком P, рассеиваемым всей системой, в виде зависимости (2-4):

$$t_i - t_c = F_iP, \qquad (6\text{-}3)$$

где F_i — тепловой коэффициент изотермической поверхности i.

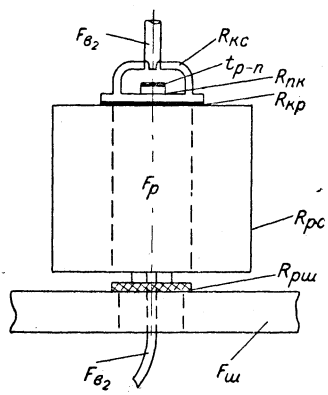


Рис. 6-3. Крепление мощного диода на радиаторе типа С и шасси.

В зависимости от характера теплообмена отдельных частей конструкции будем описывать их температурное поле с помощью уравнений (6-2) или (6-3).

Рассмотрим процесс стационарного теплообмена полупроводникового диода. От источника энергии тепловой поток P, равный мощности тепловых потерь, распространяется через внутренние области прибора и достигает корпуса (рис. 6-1, *а*, 6-3). В теплообмене между p-n переходом и корпусом детали участвуют слои полупроводникового материала и припоя, а также кристаллодержатель и электрод. Так как между p-n переходом и корпусом детали отсутствуют источники или стоки энергии, а также не происходит непосредственное рассеяние энергии в окружающую прибор среду, то будем искать связь между температурами p-n перехода $t_{p\text{-}n}$ и корпуса $t_к$ в форме зависимости (6-2):

$$t_{p\text{-}n} - t_к = R_{пк}P, \qquad (6\text{-}4)$$

где $R_{пк}$ — внутреннее тепловое сопротивление прибора.

От корпуса прибора тепловой поток рассеивается тремя путями. Первый поток P_1 поступает в верхний вывод диода и полностью рассеивается им в окружающую среду, поэтому будем искать температурное поле вывода в виде зависимости (6-3), тепловой коэффициент верхнего вывода обозначим через $F_в$. Второй тепловой поток P_2 рассеивается поверхностью корпуса детали в окружающую среду, преодолевая тепловое сопротивление $R_{кс}$ между корпусом и средой. Наконец, третий тепловой поток P_l поступает в торец радиатора, преодолевая в контакте между корпусом прибора и радиатором тепловое сопротивление $R_{кр}$. Часть теплового потока P_l

(равная P_3) рассеивается поверхностью радиатора в среду, остальная часть (P_0) достигает противоположного конца радиатора. Тепловое сопротивление между поверхностью радиатора и средой обозначим через $R_{рс}$. Температура перегрева любой точки радиатора и рассеиваемая им мощность P_l связаны зависимостью

$$t_р - t_с = F_р P_l,$$

где $F_р$ — тепловой коэффициент радиатора.

Тепловой поток P_0 разветвляется по следующим путям: часть его (P_4) через слой электроизоляции с тепловым сопротивлением $R_{рш}$ поступает в шасси и рассеивается его поверхностью; вторая часть (P_5) поступает в плоский вывод и также рассеивается в среду с его поверхности. Так как в рассматриваемых случаях при движении теплового потока через шасси и нижний вывод происходит непрерывное его рассеяние в окружающую среду, то теплообмен этих частей системы будем описывать с помощью уравнения (6-3), обозначив через $F_ш$ и $F_{в2}$ тепловые коэффициенты шасси и нижнего вывода.

В соответствии с законом сохранения энергии можно записать

$$P = \sum_{i=1}^{5} P_i, \qquad (6\text{-}5)$$

где P_i — тепловой поток, рассеиваемый в среду отдельным элементом конструкции.

Исследование теплового режима полупроводникового диода или триода должно привести к установлению аналитической зависимости между температурой p-n перехода и мощностью P тепловых потерь в нем. Эту зависимость представим в виде

$$t_{p\text{-}n} - t_с = F_n P, \qquad (6\text{-}6)$$

где F_n — тепловой коэффициент p-n перехода прибора.

На основании уравнений (6-2)—(6-6) можно определить структуру теплового коэффициента F_n, если будут известны тепловые сопротивления и коэффициенты отдельных частей системы.

6-3. Структура тепловых сопротивлений и коэффициентов

Величины тепловых сопротивлений и коэффициентов зависят от многих факторов (конфигурации, геометрических размеров детали, теплопроводности материалов, условий теплообмена на поверхности) и могут быть определены при помощи математического анализа явления теплообмена каждого элемента системы в отдельности.

а) Внутреннее тепловое сопротивление. Как указывалось выше, внутренним тепловым сопротивлением $R_{п к}$ прибора условимся называть тепловое сопротивление, которое преодолевает тепловой поток, проходя путь от источника энергии (p-n переход) к корпусу прибора. Внутреннее тепловое сопротивление является величиной постоянной для данного прибора. Расчет внутреннего теплового сопротивления производят, предполагая, что теплообмен между источником энергии и корпусом прибора происходит только за счет

кондукции через слой полупроводника, припой, кристаллодержатель и электрод. Тогда тепловое сопротивление $R_{п\,к}$ может быть вычислено по формуле (2-7) для теплового сопротивления многослойной плоской стенки:

$$R_{п\,к} = \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i S_i}, \qquad (6\text{-}7)$$

где δ_i, λ_i и S_i — толщина, коэффициент теплопроводности и площадь поперечного сечения i-того элемента соответственно.

При выводе формулы (6-7) пренебрегали долей энергии, рассеиваемой через электрод. Толщина и площадь поперечного сечения кристалла и припоя, а также физические свойства материалов могут быть по технологическим причинам неодинаковыми даже для приборов одного и того же типа, что приводит к разным значениям $R_{п\,к}$, различающимся иногда в 1,5—2 раза. На практике поэтому редко прибегают к расчету сопротивления $R_{п\,к}$ и определяют его величину экспериментально. В основе экспериментального метода определения внутреннего теплового сопротивления лежит следующее соотношение между температурами p-n перехода ($\vartheta_{p\text{-}n}$) и корпуса (ϑ_2) прибора:

$$\vartheta_{p\text{-}n} = \vartheta_2 + R_{п\,к} P. \qquad (6\text{-}8)$$

При этом предполагается, что температурное поле корпуса прибора равномерно. В одном из методов [Л. 6-40] для определения величины $R_{п\,к}$ необходимо измерить температуры p-n перехода и корпуса прибора, а также мощность тепловых потерь, выделяющихся в приборе; величина $R_{п\,к}$ вычисляется по формуле (6-8). Этот метод требует для определения температуры p-n перехода градуировки прибора, т. е. предварительного исследования зависимости какого-либо термочувствительного электрического параметра прибора от температуры p-n перехода, что является трудоемкой операцией.

Второй метод измерения внутреннего теплового сопротивления, описанный в работе [Л. 6-36], состоит в измерении мощностей тепловых потерь, нагревающих p-n переход до одинаковой температуры при различных температурах корпуса прибора. Пусть t_2' и t_2'' — температуры корпуса прибора, соответствующие выделяемым в приборе мощностям тепловых потерь P' и P''; тогда из (6-8) следует, что

$$R_{п\,к} = \frac{t_2' - t_2''}{P'' - P'}. \qquad (6\text{-}9)$$

Практически этот метод осуществляется следующим образом. Полупроводниковый диод или триод монтируется на радиаторе, внутри которого циркулирует вода. Сначала пропускают через радиатор горячую воду и измеряют t_2' и P', затем охлаждают радиатор и корпус прибора до температуры t_2'', пропуская через него холодную воду. В этом режиме подбирают и измеряют такую мощность тепловых потерь P'', которая нагревает коллекторный переход

до той же температуры, что и в первом опыте. О равенстве температур p-n перехода в обоих случаях судят по величине какого-либо термочувствительного электрического параметра (например, по величине обратного коллекторного тока).

Наибольшее распространение для определения внутреннего теплового сопротивления прибора получил первый метод. В табл. 6-1 представлены сведения о величинах $R_{п\,к}$ диодов и триодов некоторых типов. Через $(t_{p\text{-}n})_{доп}$ обозначена максимально допустимая температура p-n перехода прибора данного типа.

Таблица 6-1

Внутреннее тепловое сопротивление некоторых диодов и триодов

Тип прибора	$(t_{p\text{-}n})_{доп}$, °С	$R_{п\,к}$, *град/вт*	Литературный источник
П-601-602	85	2,0	6-11; 6-12
П-201-203	100	3,5	6-9; 6-16
П-4	90	2,0	6-9; 6-11; 6-16
П-207-208	85	0,6	6-11
П-209-210	85	1,0	6-11
Д-214-215	175	1,5—4,0	6-14
Д-202-205	175	0,88—2,31	6-14

Как уже отмечалось, даже для одного и того же типа приборов значения $R_{п\,к}$ иногда колеблются в широких пределах, что вызвано в основном разбросом значений геометрических и физических параметров кристалла, припоя и электродов из-за несовершенства технологического процесса. Эту особенность следует иметь в виду при расчете тепловых характеристик полупроводниковых диодов и триодов.

б) Тепловые сопротивления $R_{кс}$ и $R_{кр}$ и тепловой коэффициент $F_в$. Теплообмен поверхности корпуса прибора с окружающей средой происходит за счет конвекции и излучения и количественно определяется формулой (1-42). Если обозначить через α_2, S_2 и ϑ_{2s} коэффициент теплоотдачи, площадь теплоотдающей поверхности и среднеповерхностную температуру перегрева, то рассеиваемая поверхностью корпуса диода или триода мощность P_2 и тепловое сопротивление $R_{кс}$, согласно (1-42) и (1-43), равны:

$$P_2 = \frac{\vartheta_{2s}}{R_{кс}}, \qquad R_{кс} = \frac{1}{\alpha_2 S_2}. \tag{6-10}$$

Тепловое сопротивление $R_{кр}$ между корпусом прибора и торцовой поверхностью радиатора обусловлено несовершенством механического соединения двух контактирующих поверхностей. Тепловое сопротивление в контакте двух металлов определяется качеством обработки контактирующих поверхностей, усилием, действующим в контакте, физико-механическими свойствами материалов и т. д. Наиболее неопределенным параметром является качество обработки контактирующих поверхностей, т. е. чистота поверхностей, их плоскостность, наличие царапин, вмятин и других дефектов. Из-за

этого затруднено аналитическое определение величины теплового сопротивления $R_{кр}$. Расчетным путем можно определить минимальное значение теплового сопротивления плоского контакта пары металлов, вызванное только микронеровностями обеих поверхностей. Более подробные сведения по этому вопросу приведены в 2, в, из которых, в частности, следует, что при тщательной обработке поверхностей фланца прибора и радиатора тепловое сопротивление в контакте двух поверхностей должно быть незначительным. Для реальных приборов, однако, необходимо учитывать возможные дефекты контактирующих поверхностей. Из анализа литературных данных и проведенных измерений следует, что при расчетах тепловых характеристик полупроводниковых диодов и триодов величину контактного теплового сопротивления следует принимать равной [Л. 6-14]

$$R_{кр} = 0{,}3 \div 0{,}5 \ \textit{град/вт}. \qquad (6\text{-}10а)$$

Определим структуру теплового коэффициента выводов диода и триода. Пусть в торец одного из выводов поступает тепловой поток мощностью P_i; вывод закреплен на расстоянии l_i от корпуса прибора; место крепления имеет неизменную температуру перегрева θ_i над средой. Предположим также, что поверхность вывода покрыта слоем электрической изоляции, внешний диаметр которого d_i''; диаметр металлической жилы вывода равен d_i'. При этих предположениях тепловой поток P_i, рассеиваемый выводом, может быть определен по формуле, аналогичной (5-17), так же как тепловой поток, рассеиваемый внешней частью шпильки выпрямительного столба радиаторного типа, т. е.

$$P_i = a_i \frac{\vartheta_{0i} \operatorname{ch} b_i l_i - \theta_i}{\operatorname{sh} b_i l_i}, \qquad (6\text{-}11)$$

$$a_i = \lambda_i b_i f_i, \quad b_i^2 = \frac{\alpha_i p_i}{\lambda_i f_i}, \quad p_i = \pi d_i'', \quad f_i = \frac{\pi}{4}(d_i')^2. \qquad (6\text{-}12)$$

Здесь λ_i — коэффициент теплопроводности материала вывода;
α_i — полный коэффициент теплоотдачи вывода, рассчитываемый при определяющем размере d_i'';
ϑ_{0i} — температура перегрева начала вывода.

Для верхнего вывода *1* диода (рис. 6-1, *а*) температура перегрева начала вывода равна температуре перегрева корпуса диода, т. е.

$$\vartheta_{01} = \vartheta_{2s}. \qquad (6\text{-}13)$$

Для нижнего вывода *15* (рис. 6-1, *а*) температура перегрева ϑ_{05} начала вывода равна температуре перегрева $\vartheta_4(r_0)$ области шасси под кристаллодержателем (радиусом r_0), т. е.

$$\vartheta_{05} = \vartheta_4(r_0). \qquad (6\text{-}14)$$

Для триода, смонтированного на шасси или на плате радиатора типа А (рис. 6-2, *а*, *б*), температура перегрева начала вывода ϑ_{05} равна температуре перегрева корпуса:

$$\vartheta_{0i} = \vartheta_{2s} \ (i = 1, 2, 3). \qquad (6\text{-}15)$$

Тепловой коэффициент $F_{вi}$ i-того вывода можно определить из формул (6-3) и (6-11):

$$F_{в\,i} = \frac{\operatorname{sh} b_i l_i + \frac{\theta}{P_i} a_i}{a_i \operatorname{ch} b_i l_i}. \qquad (6\text{-}16)$$

Если $\theta_i = 0$, то

$$F_{в\,i} = \frac{1}{a_i \operatorname{cth} b_i l_i}. \qquad (6\text{-}17)$$

в) Тепловые сопротивления и коэффициенты радиаторов типа В и С. Пусть диод или триод укреплен на радиаторе типа В или С, как это показано на рис. 6-2, *в*, *г*. Тепловой поток, поступающий в радиатор, частично рассеивается поверхностью радиатора, частично проходит через толщу радиатора и рассеивается затем поверхностью шасси. Определим перепад температур между торцовыми поверхностями радиатора, при этом будем считать, что тепловой поток распространяется вдоль стержня, несущего ребра. Таким образом, будем рассматривать радиатор как цилиндр длиной $l_р$, диаметр $d_р$ которого равен диаметру стержня, а тепловой поток, рассеиваемый боковой поверхностью цилиндра, равен тепловому потоку $P_з$, рассеиваемому поверхностью радиатора (рис. 2-3, *б*). Тогда температурное поле цилиндра, если пренебречь градиентом температуры в его поперечном сечении, описывается уравнением (2-16):

$$\frac{d^2\vartheta_р}{dx^2} - b_р^2 \vartheta_р = 0, \quad b_р^2 = \frac{\alpha_р S_р}{\lambda_р l_р f_р}, \qquad (6\text{-}18)$$

где $\vartheta_р$ — температура перегрева в точке x цилиндра;

$\alpha_р$, $\lambda_р$ — коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности радиатора;

$S_р$ — теплоотдающая поверхность радиатора;

$f_р$ — площадь поперечного сечения стержня, несущего ребра.

Начало координат расположено в плоскости торцовой поверхности радиатора, соприкасающейся с изоляцией или шасси; на втором торце радиатора смонтирован диод или триод (рис. 6-3). Тепловой поток, поступающий в радиатор от диода или триода, обозначим через P_l. Часть этого потока ($P_з$) рассеивается поверхностью радиатора, другая часть (P_0) выходит из торца радиатора и поступает через изоляцию в шасси, выводы и т. д., т. е.

$$P_l = P_0 + P_з. \qquad (6\text{-}19)$$

Нетрудно показать, что эти тепловые потоки можно записать в следующем виде:

$$\lambda_р f_р \frac{d\vartheta_р}{dx}\bigg|_{x=0} = P_0, \quad \lambda_р f_р \frac{d\vartheta_з}{dx}\bigg|_{x=l_р} = P_l. \qquad (6\text{-}20)$$

Решая уравнение (6-18) и определяя постоянные интегрирования из условий (6-20), получим

$$\vartheta_р(x) = \frac{P_l \operatorname{ch} b_р x - P_0 \operatorname{ch} b_р (l_р - x)}{a_р \operatorname{sh} b_р l_р}, \quad a_р = \lambda_р b_р f_р. \qquad (6\text{-}21)$$

Определим из этого выражения температуру перегрева торцовой поверхности, на которой укреплен диод или триод ($x = l_p$):

$$\vartheta_p(l_p) = \frac{P_l \operatorname{ch} b_p l_p - P_0}{a_p \operatorname{sh} b_p l_p}. \qquad (6\text{-}22)$$

Другой торец радиатора ($x = 0$) имеет температуру перегрева

$$\vartheta_p(0) = \frac{P_l - P_0 \operatorname{ch} b_p l_p}{a_p \operatorname{sh} b_p l_p}. \qquad (6\text{-}23)$$

Тепловой поток $P_з$, рассеиваемый поверхностью радиатора, выразим через среднеповерхностную температуру перегрева ϑ_{ps} радиатора:

$$P_з = \alpha_p \vartheta_{p\,s} S_p. \qquad (6\text{-}24)$$

Тепловое сопротивление R_{pc} и коэффициент F_p найдем в соответствии с определением (6-2) и (6-3):

$$F_p = \frac{\operatorname{ch} b_p l_p - \frac{P_0}{P_l}}{a_p \operatorname{sh} b_p l_p}, \quad R_{pc} = \frac{1}{\alpha_p S_p}. \qquad (6\text{-}25)$$

Практические методы расчета по формулам (6-25) будут указаны ниже.

г) Тепловой коэффициент радиаторов типа А. Монтаж полупроводникового диода или триода на радиаторе типа А представлен на рис. 6-2, *а*, *б*. В дальнейших рассуждениях будет предполагаться, что радиатор и шасси изолированы друг от друга и между ними не происходит теплообмен; плоскости основания (плиты) и ребер радиатора вертикальны; диод или триод занимает центральное положение на основании радиатора; температурное поле части основания радиатора, занимаемой полупроводниковым прибором, будем считать равномерным; градиент температуры по толщине платы отсутствует. Заменим радиатор пластиной, материал и размеры которой такие же, как и у реального радиатора, а температурное поле незначительно отличается от реального поля температур. Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{эф1}$ и $\alpha_{эф2}$ с обеих сторон пластины иные, чем у реального радиатора, и равны

$$\alpha_{эф\,i} = \alpha_i \frac{S_i}{HD} \quad (i = 1, 2), \qquad (6\text{-}26)$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи i-й поверхности реального радиатора;
S_i — площадь i-й поверхности реального радиатора;
H и D — размеры сторон основания радиатора типа А (см. рис. 3-1).

Основание радиатора типа A может быть оребрено с обеих сторон (двусторонний радиатор, рис. 6-2, *б*) или только с одной стороны (односторонний радиатор, рис. 6-2, *а*). Для одностороннего радиатора α_1 и S_1 — коэффициент теплоотдачи и площадь поверхности неоребренной стороны основания; α_2 и S_2 — коэффициент теплоотдачи и площадь поверхности оребренной стороны основания.

Замена радиатора пластиной позволяет определить ее температурное поле по методу, изложенному в 2-5. Температура перегрева ϑ_3 плиты в области, занятой деталью, согласно (6-3), равна

$$\vartheta_3 = F_p P_3, \tag{6-27}$$

где F_p — тепловой коэффициент радиатора;
P_3 — мощность, рассеиваемая радиатором.

На основании формул (2-52)—(2-59) тепловой коэффициент F_p пластины при центральном положении детали равен

$$F_p = \frac{0{,}5\varphi}{\lambda_p \delta_p}, \quad \varphi = \varphi\left(\frac{r_0}{L_0}, \gamma\right), \tag{6-28}$$

$$\gamma^2 = \frac{\alpha_{эф1} + \alpha_{эф2}}{\lambda_p \delta_p} \cdot \frac{\frac{DH}{\pi} - r_0^2}{1 - \frac{r_0^2}{H^2 + D^2}}, \quad \frac{r_0}{L_0} = \frac{2r_0}{\sqrt{H^2 + D^2}}. \tag{6-29}$$

Здесь r_0 — радиус области, занятой деталью;
λ_p и δ_p — коэффициент теплопроводности и толщина основания радиатора; коэффициент φ определяется по табл. 2-3.

Тепловой поток P_3, рассеиваемый двусторонним радиатором в среду, можно определить на основании (1-42) и (6-26):

$$P_3 = (\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2)\,\vartheta_{3s} = \alpha_{эф} HD\,\vartheta_{3s}, \tag{6-30}$$

где ϑ_{3s} — среднеповерхностная температура перегрева радиатора.

Существует зависимость между температурами ϑ_3 и ϑ_{3s}:

$$\vartheta_{3s} = g\vartheta_3\,(r_0) \quad (g < 1). \tag{6-31}$$

В работе [Л. 6-19] показано, что коэффициент g для радиатора в форме диска радиусом L_0 зависит от двух параметров ϱ и $\varkappa$, равных

$$\varrho = \frac{r_0}{L_0}, \quad \varkappa = r_0\left(\frac{L_0}{r_0} - 1\right)\sqrt{\frac{\alpha_{эф1} + \alpha_{эф2}}{2\lambda_p \delta_p}}.$$

Если основание радиатора представляет собой прямоугольник со сторонами H и D, то на основании формул (2-58) и (2-59) параметры ϱ и $\varkappa$ можно представить в виде

$$\varrho = \frac{2r_0}{\sqrt{H^2 + D^2}}, \quad \varkappa = \left(\frac{\sqrt{H^2 + D^2}}{2} - r_0\right)\sqrt{\frac{\alpha_{эф1} + \alpha_{эф2}}{2\lambda_p \delta_p}}. \tag{6-32}$$

Зависимость g от $\varkappa$ для разных значений ϱ приведена на рис. 6-4.

д) Тепловые коэффициенты шасси. Полупроводниковый прибор с радиатором или без него может быть смонтирован в различных частях прямоугольного или круглого шасси. Метод определения тепловых коэффициентов шасси был рассмотрен во второй главе; приведем основные расчетные формулы.

Тепловой коэффициент $F_ш(r)$ в точке r шасси, выполненного в форме круга радиусом L_0, в центре которого ($r = 0$) смонтирована

круглая деталь радиусом r_0, определяется выражением (2-28) (рис. 2-4, *а*):

$$F_{ш}(r) = \frac{1}{2\delta_{ш}\lambda_{ш}} \varphi\left(\frac{r}{L_0}, \frac{r_0}{L_0}, \gamma\right), \qquad (6\text{-}33)$$

где $\delta_{ш}$ и $\lambda_{ш}$ — толщина и коэффициент теплопроводности материала шасси;

φ — критерий, аналитическое выражение которого дано формулой (2-26), а численные значения приведены в табл. 2-3 и 2-4.

Через γ обозначен корень квадратный из критерия Био:

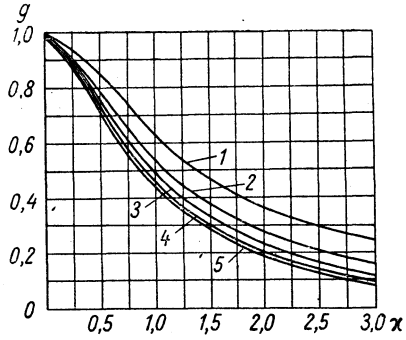


Рис. 6-4. Зависимость $g = g(x)$. Семейство кривых *1, 2, 3, 4, 5* соответствует значениям $\rho = 1$; 0,5; 0,33; 0,25; 0,20.

$$\gamma = \sqrt{\mathrm{Bi}}, \quad \mathrm{Bi} = \frac{\alpha_{ш}L_0^2}{\lambda_{ш}\delta_{ш}},$$

$$\alpha_{ш} = \alpha_{ш1} + \alpha_{ш2}, \qquad (6\text{-}34)$$

где $\alpha_{ш}$ — сумма полных коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{ш1}$ и $\alpha_{ш2}$ обеих поверхностей шасси.

Тепловой коэффициент $F_{ш}(x, y)$ в точке (x, y) шасси прямоугольной формы при произвольном положении детали, имеющей круглое основание радиусом r_0, может быть определен по формулам, приведенным в 2-5.

Пусть известны размеры прямоугольного шасси L_1 и L_2, его толщина $\delta_{ш}$ и коэффициент теплопроводности $\lambda_{ш}$ материала и коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ш} = \alpha_{ш1} + \alpha_{ш2}$; заданы координаты точки (x, y) и координаты центра источника (ε, η), а также его радиус r_0. Тепловой коэффициент, согласно (2-52), равен

$$F_{ш}(x, y, \varepsilon, \eta) = \frac{N(x, y, \varepsilon, \eta)}{\lambda_{ш}\delta_{ш}}. \qquad (6\text{-}35)$$

Критерий $N(x, y, \varepsilon, \eta)$ можно определить по формулам (2-66). Рассмотрим наиболее распространенный случай — центральное положение диода или триода (или радиатора, на котором смонтирована эта деталь) на прямоугольном шасси. Выпишем из зависимостей (2-52)—(2-59) расчетные формулы для этого положения детали:

$$F_{ш} = \frac{0{,}5\varphi}{\lambda_{ш}\delta_{ш}}, \quad \varphi = \varphi\left(\frac{r_0}{L_0}, \gamma\right). \qquad (6\text{-}36)$$

Значение φ определяется по табл. 2-3 для

$$\left.\begin{aligned} \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_{ц} &= 2\frac{r_0}{L_1}a, \quad \gamma_{ц} = \sqrt{\mathrm{Bi}\cdot k_{ц}}, \quad \mathrm{Bi} = \frac{\alpha_{ш}L_1^2}{\lambda_{ш}\delta_{ш}}, \\ k_{ц} &= \frac{\frac{1}{\pi}\left(\frac{L_2}{L_1} - \frac{\pi r_0^2}{L_1^2}\right)}{1 - \left(\frac{2r_0 a}{L_1}\right)^2}, \quad a = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^2}}. \end{aligned}\right\} \qquad (6\text{-}37)$$

Температуру перегрева $\vartheta_4(x, y)$ в любой точке (x, y) шасси определим согласно формуле (2-4):

$$\vartheta_4(x, y) = P_4 F_{ш}(x, y), \tag{6-38}$$

где P_4 — тепловой поток, рассеиваемый шасси в среду.

Среднеповерхностная температура перегрева ϑ_{4s} шасси, согласно (2-29), равна

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_{4s} &= \frac{P_4}{(\alpha_{ш1}+\alpha_{ш2})S_{ш}}, \\ S_{ш} &= L_1 L_2 - \pi r_0^2 + \Delta S_{ш} \quad \text{или} \quad S_{ш} = \pi (L_0^2 - r_0^2) + \Delta S_{ш}, \end{aligned}\right\} \tag{6-39}$$

где $\Delta S_{ш}$ — площадь поверхности торца.

е) Тепловое сопротивление крепежных соединений. На рис. 6-1, *а* показано крепление полупроводникового диода к шасси. Крепление осуществляется через прослойку электроизоляции *10* с помощью болта *14*, гаек *13* и шайб *12*. Крепление радиатора к шасси осуществляется таким же способом. Систему, состоящую из деталей *10*, *14*, *13* и *12*, назовем крепежным соединением, а тепловое сопротивление тепловому потоку, распространяющемуся от нижнего торца радиатора к шасси, назовем тепловым сопротивлением крепежного соединения. В 2-2 рассмотрен метод вычисления теплового сопротивления аналогичного соединения (рис. 2-2, *а*) и представлена схема соединения тепловых сопротивлений крепежного соединения (рис. 2-2, *б*). Расчет $R_{рш}$ следует производить по формулам (2-8) и (2-9).

6-4. Расчет тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов, смонтированных на радиаторе типа С или В

Тепловая характеристика полупроводникового диода или триода, т. е. зависимость температуры перегрева ϑ_i в i-той точке прибора от рассеиваемой им мощности P

$$\vartheta_i = \vartheta(P),$$

аналитически представлена уравнением (6-6) для случая, когда точка i соответствует p-n переходу прибора. Исходными данными для расчета являются: температура t_c окружающей среды, ее физические свойства и характер движения; размеры прибора, выводов, изоляции, радиатора и шасси; коэффициенты теплопроводности материалов шасси, радиатора, изоляции и выводов; степени черноты отдельных поверхностей системы. Так как тепловые сопротивления и коэффициенты отдельных элементов рассматриваемой системы зависят от коэффициента теплоотдачи, который является функцией температуры, то тепловая характеристика полупроводникового диода или триода нелинейна. Последнее обстоятельство требует так построить схему расчета, чтобы учесть нелинейный характер зависимости и не усложнить при этом расчет. Целесообразно придерживаться следующей последовательности при расчете тепловой характеристики полупроводникового диода или триода.

1. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева ϑ_{4s} шасси и определяем коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{ш1}$ и $\alpha_{ш2}$ сторон шасси по формулам, приведенным во второй главе.

2. По формуле (6-39) находим мощность P_4, рассеиваемую шасси при выбранном значении среднеповерхностной температуры перегрева ϑ_{4s}.

3. По формулам (6-36), (6-37) и табл. 2-3 определяем тепловой коэффициент $F_ш(r_0)$ шасси при $r = r_0$, а по формуле (6-38) — температуру перегрева $\vartheta_4(r_0)$ шасси в районе монтажа детали.

4. Полагая среднеповерхностную температуру перегрева ϑ_{5s} нижнего вывода равной половине температуры перегрева начала этого вывода, т. е.

$$\vartheta_{5s} = 0{,}5\vartheta_{50}, \tag{6-40}$$

оцениваем по формулам второй главы коэффициент теплоотдачи выводов. Температуру ϑ_{50} рассчитываем по формуле (6-14).

По формулам (6-11), (6-12) и (6-16) или (6-17) рассчитываем мощность P_5, рассеиваемую нижним выводом диода, и его тепловой коэффициент $F_в$.

Для триода этот пункт расчета отсутствует.

5. По формулам (2-8), (2-9) определяем тепловое сопротивление $R_{рш}$ крепежного соединения с учетом изоляционной прослойки и находим перепад температур $\Delta\vartheta_{рш}$:

$$\Delta\vartheta_{рш} = (P_4 + P_5) R_{рш}. \tag{6-41}$$

6. Определяем температуру перегрева торца $\vartheta_3(0)$ радиатора, соприкасающегося с изоляцией, по формуле

$$\vartheta_3(0) = \vartheta_4(r_0) + \Delta\vartheta_{рш} \tag{6-42}$$

и, задавая среднеповерхностную температуру перегрева радиатора ϑ_{3s}, определяем по формуле (6-24) тепловой поток P_3, рассеиваемый радиатором. Среднеповерхностная температура радиатора, изготовленного из алюминиевых сплавов или из меди, обычно на 5—8% выше $\vartheta_3(0)$, т. е.

$$\vartheta_{3s} = 1{,}08\vartheta_3(0). \tag{6-43}$$

Методика расчета среднего коэффициента теплоотдачи радиатора типа В или С изложена в третьей главе.

7. Мощность P_0, рассеиваемая через нижний торец радиатора, равна

$$P_0 = P_4 + P_5, \tag{6-44}$$

мощность P_l, рассеиваемая деталью через радиатор и шасси, рассчитываем по формуле (6-19).

По формуле (6-22) определяем температуру перегрева $\vartheta_3(l_р)$ торцовой поверхности, на которой укреплен диод или триод.

8. Температуру перегрева ϑ_{2s} корпуса диода или триода определяем по формуле

$$\vartheta_{2s} = \vartheta_3(l_р) + R_{кр}P_l, \tag{6-45}$$

где $R_{кр} = 0{,}3$—$0{,}5$ *град/вт*, как было показано в 6-3, б.

9. По формуле (6-10) определяем мощность, рассеиваемую корпусом диода или триода, и тепловое сопротивление $R_{кс}$.

10. Находим среднеповерхностную температуру верхнего вывода диода или выводов триода по формуле (6-13) или (6-15); находим по формуле (6-11) мощность P_1, рассеиваемую этим выводом (или всеми выводами триода), и по формулам (6-16) или (6-17) определяем тепловой коэффициент $F_{в\,i}$. Коэффициент теплоотдачи выводов находим по формуле (1-7), полагая при этом $\vartheta_{1s} = 0{,}5\vartheta_2$.

11. Определяем мощность P тепловых потерь *в p-n* переходе по формуле (6-5) и температуру *p-n* перехода по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_{p\text{-}n} &= \vartheta_4(r_0) + \Delta\vartheta_{рш} + \Delta\vartheta_з + \Delta\vartheta_{кр} + \Delta\vartheta_{п\,к}, \\ \Delta\vartheta_з &= \vartheta_з(l) - \vartheta_з(0), \\ \Delta\vartheta_{кр} &= R_{кр}P_l, \\ \Delta\vartheta_{пк} &= R_{пк}P. \end{aligned}\right\} \qquad (6\text{-}46)$$

Повторяя расчеты при новом значении ϑ_{4s}, получим температурное поле системы при другом значении мощности P.

Пример 6-1.

Рассчитать тепловую характеристику мощного полупроводникового диода типа Д-214, смонтированного на торце радиатора типа С. Радиатор укреплен в центре горизонтально ориентированного круглого шасси (рис. 6-3). Все поверхности системы окрашены черной лаковой краской ($\varepsilon = 0{,}9$); система находится в спокойной воздушной среде, $t_c = 20°$ С, давление нормальное. Крепление радиатора к шасси осуществляется через изоляционные прослойки, конструкция крепежного соединения видна из рис. 6-1, *а*.

Параметры выводов: верхний вывод *1* диода имеет диаметр $d_1 = 1{,}8$ *мм*; коэффициент теплопроводности материала $\lambda_1 = 385$ *вт/м·град* (медь); нижний вывод *15* диода имеет диаметр $d_2 = 2{,}7$ *мм*; $\lambda_2 = 385$ *вт/м·град*; выводы бесконечно длинные (рис. 6-1, *а*).

Параметры диода: внутреннее тепловое сопротивление диода $R_{п\,к} = 1{,}5 \div 4{,}0$ *вт/град* (согласно табл. 6-1); площадь теплоотдающей поверхности диода $S_2 = 10^{-3}$ *м*^{2}; тепловое сопротивление $R_{кр} = 0{,}3$ *град/вт*.

Параметры радиатора (рис. 3-1, *с*): $d_р = 15{,}2$ *мм*; $l_р = D = 49{,}7$ *мм*; $h_р = 20$ *мм*; $\delta_р = 1$ *мм*; $n = 4$. Радиатор изготовлен из меди ($\lambda_р = 385$ *вт/м·град*).

Параметры шасси и изоляции: диаметр шасси $2L_0 = 100$ *мм*; толщина шасси $\delta_ш = 3{,}75$ *мм*; радиус изоляционной прокладки *10* (рис. 6-1, *а*) $r_0 = 7{,}5$ *мм*. Шасси изготовлено из дюралюминия ($\lambda_ш = 170$ *вт/м·град*). Толщина изоляции $\delta_{из} = 0{,}16$ *мм*; материал изоляции — слюда ($\lambda_{из} = 0{,}465$ *вт/м·град*).

Решение.

1. Задаем $\vartheta_{4s} = 20$ *град* и по формулам (1-10), (1-11), (1-35), (1-38) и табл. 1-5 и 1-11 находим конвективные и радиационные составляющие коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha'_{шк} = 1{,}30 \cdot 1{,}36 \left(\frac{20}{0{,}1}\right)^{1/4} = 6{,}6 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};$$

$$\alpha''_{шк} = 0{,}70 \cdot 1{,}36 \left(\frac{20}{0{,}1}\right)^{1/4} = 3{,}5 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};$$

$$\alpha'_{шл} = \alpha''_{шл} = 0{,}9 \cdot 6{,}35 = 5{,}7 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};$$

$$\alpha_ш = 6{,}6 + 3{,}5 + 2 \cdot 5{,}7 = 21{,}5 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

2. По формуле (6-39) находим P_4:

$$S_{ш} = \pi (25 \cdot 10^{-4} - 0{,}56 \cdot 10^{-4}) + 2\pi \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}375 \cdot 10^{-2} = 85{,}3 \cdot 10^{-4}\ м^2;$$

$$P_4 = 21{,}5 \cdot 20 \cdot 85{,}3 \cdot 10^{-4} = 3{,}58\ вт.$$

3. По формулам (6-33), (6-34) находим:

$$\mathrm{Bi} = \frac{21{,}5 \cdot 5^2 \cdot 10^{-4}}{170 \cdot 3{,}75 \cdot 10^{-3}} = 0{,}09; \quad \gamma = \sqrt{9 \cdot 10^{-2}} = 0{,}3; \quad \frac{r_0}{L_0} = 0{,}145.$$

По табл. 2-3 находим $\varphi = 7{,}63$ и по формуле (6-33) — тепловой коэффициент шасси при $r_0 = 7{,}5$ *мм*:

$$F_{ш}(r_0) = \frac{7{,}63}{2 \cdot 170 \cdot 3{,}75 \cdot 10^{-3}} = 6{,}0\ град/вт.$$

По формуле (6-38) находим температуру $\vartheta_4(r_0)$ в районе монтажа радиатора на шасси: $\vartheta_4(r_0) = 3{,}58 \cdot 6{,}0 = 21{,}4\ град$.

4. По формуле (6-40) находим $\vartheta_{5s} = 0{,}5 \cdot 21{,}4 \approx 11\ град$ и по формулам (1-6), (1-35) определяем коэффициент теплоотдачи нижнего вывода диода:

$$\alpha_{5к} = 0{,}298 \frac{11^{1/8}}{(2{,}7 \cdot 10^{-3})^{5/8}} = 16\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{5л} = 0{,}9 \cdot 6{,}05 = 5{,}4\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_5 = 21{,}4\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формуле (6-12) рассчитываем следующие параметры:

$$f_5 = \frac{\pi}{4}(2{,}7 \cdot 10^{-3})^2 = 5{,}7 \cdot 10^{-6}\ м^2;$$

$$p_5 = \pi \cdot 2{,}7 \cdot 10^{-3} = 8{,}5 \cdot 10^{-3}\ м; \quad b_5 = 9{,}1\ 1/м;$$

$$a_5 = 385 \cdot 9{,}1 \cdot 5{,}7 \cdot 10^{-6} = 1{,}95 \cdot 10^{-2}.$$

Так как по условию $l_5 = \infty$, то $\mathrm{cth}\, b_5 l_5 = 1$; по формуле (6-17) определяем тепловой коэффициент $F_{в2}$ и рассеиваемую выводом мощность P_5:

$$F_{в2} = \frac{1}{1{,}95 \cdot 10^{-2}} = 51{,}5\ град/вт;$$

$$P_5 = \frac{21{,}4}{51{,}5} = 0{,}4\ вт.$$

5. Тепловое сопротивление крепежного соединения определяем так, как было показано в примере 2-1. Расчет по формуле (2-8), (2-9) дает $R_{рш} = 2{,}25\ град/вт$. По формуле (6-41) находим перепад температур на крепежном соединении

$$\Delta\vartheta_{рш} = (3{,}58 + 0{,}40)\, 2{,}25 = 9{,}0\ град.$$

6. По формуле (6-42) находим температуру нижнего торца радиатора

$$\vartheta_3(0) = 21{,}4 + 9{,}0 = 30{,}4\ град.$$

Среднеповерхностную температуру радиатора находим из (6-43)

$$\vartheta_{3s} = 1{,}08 \cdot 30{,}4 = 33\ град.$$

По методу, рассмотренному в примере 3-2, находим тепловое сопротивление

$$R_{рс} = \frac{1}{\alpha_р S_р} = 12{,}4\ град/вт$$

по формуле (6-24) — мощность P_3

$$P_3 = \frac{33}{12{,}4} = 2{,}7 \text{ вт}.$$

7. По (6-44) находим P_0, а по (6-19) — P_l:

$$P_0 = 3{,}58 + 0{,}4 \approx 4{,}0 \text{ вт}; \quad P_l = 4{,}0 + 2{,}7 = 6{,}7 \text{ вт}.$$

По формуле (6-22) находим $\vartheta_3(l_р)$:

$$f_р = \frac{\pi}{4} 1{,}52^2 \cdot 10^{-4} = 1{,}8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$b_р = \sqrt{\frac{1}{12{,}4 \cdot 385 \cdot 1{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 4{,}97 \cdot 10^{-2}}} = 4{,}8 \text{ 1/м};$$

$$\operatorname{ch} b_р l_р = \operatorname{ch}(4{,}8 \cdot 4{,}97 \cdot 10^{-2}) = 1{,}03; \quad \operatorname{sh} b_р l_р = 0{,}24;$$

$$\vartheta_3(l_р) = \frac{6{,}7 \cdot 1{,}03 - 4{,}0}{385 \cdot 4{,}8 \cdot 1{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}24} = 36{,}1 \text{ град}.$$

8. Из (6-45) находим температуру корпуса детали

$$\vartheta_{2s} = 36{,}1 + 0{,}3 \cdot 6{,}7 = 38{,}1 \text{ град}.$$

9. По формулам (1-9) и (1-35) находим коэффициент теплоотдачи корпуса, полагая $h = 10$ мм (высота диода):

$$(\alpha_{кс})_к = 1{,}34 \left(\frac{38{,}1}{10^{-2}}\right)^{1/4} = 10{,}4 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$(\alpha_{кс})_л = 0{,}9 \cdot 6{,}8 = 6{,}1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}; \quad \alpha_{кс} = 16{,}5 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

По формуле (6-10) находим мощность P_2, рассеиваемую корпусом,

$$P_2 = 16{,}5 \cdot 38{,}1 \cdot 10^{-3} = 0{,}63 \text{ вт}.$$

10. Согласно (6-13), $\vartheta_{1s} = 0{,}5 \cdot 38{,}1 \approx 19$ град; считаем приближенно $\alpha_1 = \alpha_5 = 21{,}4$ вт/м^2·град и по формуле (6-11) находим P_1:

$$P_1 = \pi \cdot 0{,}18 \cdot 10^{-3} = 0{,}566 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad f_1 = \frac{\pi}{4} 1{,}8^2 \cdot 10^{-6} = 2{,}55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$b_1 = \sqrt{\frac{21{,}4 \cdot 0{,}566 \cdot 10^{-2}}{385 \cdot 2{,}55 \cdot 10^{-6}}} = 11{,}1 \text{ 1/м};$$

$$a_1 = 385 \cdot 11{,}1 \cdot 2{,}55 \cdot 10^{-6} = 0{,}011;$$

$$F_{в1} = 92 \text{ град/вт}; \quad P_1 = \frac{38{,}1}{92} = 0{,}41 \text{ вт}.$$

11. Мощность P тепловых потерь:

$$P = 0{,}41 + 0{,}63 + 2{,}70 + 3{,}58 + 0{,}40 = 7{,}90 \text{ вт}.$$

Вычислим температуру p-n перехода:

$$\Delta\vartheta_3 = 36{,}1 - 30{,}4 = 5{,}7 \text{ град}; \quad \Delta\vartheta_{кр} = 2{,}0 \text{ град};$$

$$\Delta\vartheta_{п\,к} = (1{,}5 \div 4{,}0)7{,}90 = 11{,}8 \div 31{,}5 \text{ град};$$

$$\vartheta_{p\text{-}n} = 21{,}4 + 9{,}0 + 5{,}7 + 2{,}0 + (11{,}8 \div 31{,}5) = 50 \div 70 \text{ град}.$$

Задав иное значение ϑ_{4s}, получим аналогичным образом вторую точку тепловой характеристики.

Пример 6-2.

Провести тот же расчет, что и в предыдущем примере, но при условии, что радиатор отсутствует. Корпус диода и шасси электрически изолированы друг от друга. Характер крепежного соединения прежний (рис. 6-1, *а*).

Решение.

1—6. Задаем среднеповерхностную температуру шасси $\vartheta_{4s}=20$ *град* и, пользуясь результатами расчетов в примере 6-1, получаем:

$$P_4 = 3{,}58 \text{ вт};\ \vartheta_4(r_0) = 21{,}4 \text{ град};\ P_5 = 0{,}4 \text{ вт};$$

$$\Delta\vartheta_{\text{кш}} = 9{,}0 \text{ град};\ \vartheta_{2s} = 30{,}4 \text{ град}.$$

Пункты 7,8 выпадают, так как радиатор отсутствует.

9. Полагаем коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{кс}}$ корпуса таким же, как и в предыдущем примере, т. е.

$$\alpha_{\text{кс}} = 16{,}5 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};\ P_2 = 16{,}5\cdot10^{-3}\cdot30{,}4 = 0{,}5 \text{ вт}.$$

10. Полагаем тепловой коэффициент $F_{\text{в}1}$ верхнего проводника таким же, как и в примере 6-1:

$$F_{\text{в}1} = 92 \text{ град/вт};\quad P_1 = \frac{30{,}4}{92} = 0{,}33 \text{ вт}.$$

11. По формуле (6-5) находим

$$P = 0{,}33 + 0{,}5 + 0{,}4 + 3{,}58 = 4{,}9 \text{ вт}.$$

Температура перегрева p-n перехода

$$\vartheta_{p\text{-}n} = 21{,}4 + 9{,}0 + (1{,}5 \div 4{,}0)4{,}9 = 38 \div 50 \text{ град}.$$

Пример 6-3.

Провести расчет для случая, сформулированного в примере 6-2, но при условии, что изоляция между диодом и шасси отсутствует и осуществлен идеальный тепловой контакт, т. е. $R_{\text{кш}} = 0$.

Решение.

1—8. Пользуясь результатами предыдущего расчета, выписываем: $P_4=3{,}58$ *вт*; $\vartheta_4(r_0) = 21{,}4$ *град*; $P_5 = 0{,}4$ *вт*; $\Delta\vartheta_{\text{рш}} = 0$; $\vartheta_{2s} = 21{,}4$ *град*.

9. Полагая $\alpha_{\text{кс}} = 16{,}5$ *вт/м*$^2\cdot$*град*, находим

$$P_2 = 16{,}5\cdot21{,}4\cdot10^{-3} = 0{,}35 \text{ вт}.$$

10. Пусть $F_{\text{в}1} = 92$ *град/вт*, $P_1 = \frac{21{,}4}{92} = 0{,}23$ *вт*.

11. $P = 0{,}23 + 0{,}35 + 3{,}58 + 0{,}4 = 4{,}6$ *вт*.

12. $\vartheta_{p\text{-}n} = 21{,}4 + (1{,}5 \div 4{,}0)4{,}6 = 28 \div 40$ *град*.

6-5. Расчет тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов, смонтированных на радиаторе типа А

Монтаж полупроводникового диода или триода (детали) на радиаторе типа А схематически представлен на рис. 6-2, *а*, *б*. При анализе явлений теплообмена будем предполагать, что радиатор и шасси не обмениваются тепловой энергией.

Исходными данными при расчете являются: тип прибора, геометрические размеры, теплопроводность материала и степени черноты отдельных частей системы, физические свойства и характер движения окружающей среды. Расчет производится в следующем порядке.

1. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева ϑ_{3s} радиатора и в соответствии с методикой, изложенной в третьей главе,

рассчитываем средние коэффициенты теплоотдачи α_{13} и α_{23}, а по формуле (6-26) — эффективные коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон основания радиатора.

2. По формуле (6-30) определяем тепловой поток P_3, рассеиваемый поверхностью радиатора.

3. По формуле (6-28) и (6-29) вычисляем тепловой коэффициент $F_р(r_0)$ радиатора, а по формуле

$$\vartheta_3(r_0) = P_3 F_р(r_0) \qquad (6\text{-}47)$$

температуру перегрева $\vartheta_3(r_0)$ плиты радиатора непосредственно под деталью.

4. По формуле

$$\vartheta_{2s} = \vartheta_3(r_0) + R_{кр} P_3 \qquad (6\text{-}48)$$

вычисляем температуру корпуса детали. При этом $R_{кр} = 0{,}3 \div 0{,}5$ *град/вт*; так как электрическая изоляция между корпусом детали и радиатором отсутствует (см. 6-3, б).

5. Тепловой поток P_1, рассеиваемый выводами прибора, и тепловой коэффициент $F_{вi}$ рассчитываем по формулам (6-11)—(6-17). Коэффициенты теплоотдачи выводов определяем по формулам, рассмотренным в первой главе.

6. Тепловой поток P_2, рассеиваемый корпусом детали, и преодолеваемое этим потоком тепловое сопротивление $R_{кс}$ определяем по формулам (6-10). Без заметного снижения точности расчета можно полагать коэффициент теплоотдачи α_2 корпуса детали равным среднему коэффициенту теплоотдачи радиатора.

7. Мощность P_1, рассеиваемую верхним выводом диода, определяем по формулам (6-11)—(6-17). Для триода этот пункт расчета отсутствует.

8. Мощность P тепловых потерь детали определяется по формуле (6-5), температура перегрева $\vartheta_{p\text{-}n}$ коллекторного p-n перехода — по формуле (6-8).

Расчет повторяют в той же последовательности для другого значения среднеповерхностной температуры перегрева радиатора.

Пример 6-4.

Рассчитать тепловую характеристику триода типа П-207, смонтированного в центре одностороннего радиатора типа А (рис. 6-2, *а*). Плоскости ребер радиатора ориентированы вертикально; окружающая среда — спокойный воздух при $t_с = 50°$ С и нормальном давлении.

Параметры радиатора (рис. 3-1): $D = 110$ *мм*; $H = 110$ *мм*; $M = 32$ *мм* $n = 13$; $h_р = 30$ *мм*; $\delta_р = 2$ *мм*; $\lambda_р = 170$ *вт/м·град* (дюралюминий); поверхности радиатора окрашены черной нитроэмалью ($\varepsilon = 0{,}9$).

Параметры триода: $R_{п\,к} = 0{,}6$ *град/вт*; радиус основания триода $r_0 = 25$ *мм*; площадь теплоотдающей поверхности триода $S_2 = 5{,}1 \cdot 10^{-3}$ *м*^{2}; тепловое сопротивление в контакте между корпусом триода и поверхностью основания радиатора $R_{кр} = 0{,}3$ *град/вт*.

Параметры выводов: диаметр выводов $d_1 = 1$ *мм*; материал выводов — медь ($\lambda_1 = 385$ *вт/м·град*); выводы неограниченно длинные.

Решение.

1. Задаем $\vartheta_{3s} = 25$ *град* и в соответствии с методикой третьей главы (см. пример 3-2) находим средний коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности $\alpha_{23} = 4{,}9$ *вт/м*^{2}*·град*; по формуле (1-9) рассчитываем коэффициент теплоотдачи

неоребренной поверхности $\alpha_{13} = 13{,}3$ *вт/м²·град*; рассчитываем площади оребренной и неоребренной поверхностей;

$$S_{13} = 9{,}78 \cdot 10^{-2}\ м^2;\ S_{23} = DH - \pi r_0^2 = 1{,}01 \cdot 10^{-2}\ м^2.$$

По формуле (6-26) находим эффективные коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{эф2} = 4{,}9\,\frac{9{,}78 \cdot 10^{-2}}{0{,}11 \cdot 0{,}11} = 39{,}4\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{эф1} = \alpha_{13} = 13{,}3\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{эф} = \alpha_{эф1} + \alpha_{эф2} = 52{,}7\ вт/м^2 \cdot град.$$

2. Находим по (6-30) мощность P_3:

$$P_3 = (4{,}9 \cdot 9{,}78 \cdot 10^{-2} + 13{,}3 \cdot 1{,}01 \cdot 10^{-2})\ 25 = 15{,}2\ вт.$$

3. Находим по формуле (6-29) γ и $\frac{r_0}{L_0}$:

$$\gamma^2 = \frac{52{,}7}{170 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\frac{0{,}11 \cdot 0{,}11}{\pi} - 2{,}5^2 \cdot 10^{-4}}{1 - \frac{2{,}5^2 \cdot 10^{-4}}{0{,}11^2 + 0{,}11^2}} = 0{,}51;$$

$$\gamma = 0{,}712;$$

$$\frac{r_0}{L_0} = \frac{2 \cdot 25}{\sqrt{110^2 \cdot 2}} = \frac{50}{110 \cdot 1{,}41} = 0{,}323.$$

По табл. 2-3 находим $\varphi\left(\gamma, \frac{r_0}{L_0}\right) = 1{,}60$ и по формуле (6-28) тепловой коэффициент $F_р$:

$$F_р = \frac{0{,}5 \cdot 1{,}60}{170 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 2{,}35\ град/вт.$$

По формуле (6-47) находим температуру перегрева радиатора под триодом

$$\vartheta_3(r_0) = 2{,}35 \cdot 15{,}2 = 35{,}8\ град.$$

4. По формуле (6-48) находим температуру перегрева корпуса триода

$$\vartheta_{2s} = 35{,}8 + 0{,}3 \cdot 15{,}2 = 40{,}6\ град.$$

5. Найдем коэффициенты теплоотдачи выводов, полагая $\vartheta_{1s} = 0{,}5\vartheta_{2s} = 20\ град$. По формуле (1-6) находим

$$\alpha_{1к} = 0{,}306\left(\frac{20}{10^{-15}}\right)^{1/8} = 33{,}1\ вт/м^2 \cdot град,$$

по формуле (1-35) находим:

$$\alpha_{1л} = 0{,}9 \cdot 8{,}5 = 7{,}6\ вт/м^2 \cdot град;\ \alpha_1 = 40{,}7\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формулам (6-12) находим:

$$f_1 = \frac{\pi}{4}(10^{-3})^2 = 0{,}785 \cdot 10^{-6}\ м^2;\quad p_1 = \pi \cdot 10^{-3} = 3{,}14 \cdot 10^{-3}\ м;$$

$$b_1 = \sqrt{\frac{40{,}7 \cdot 3{,}14 \cdot 10^{-3}}{385 \cdot 0{,}785 \cdot 10^{-6}}} = 20{,}8\ 1/м;\ a_1 = 385 \cdot 20{,}8 \cdot 0{,}785 \cdot 10^{-6} = 6{,}2 \cdot 10^{-4}\ вт/град.$$

По формуле (6-11) находим мощность P_1, рассеиваемую тремя неограниченно протяженными выводами,

$$P_1 = 3 \cdot 6{,}2 \cdot 10^{-4} \cdot 40{,}6 = 0{,}76 \text{ вт}.$$

6. Считая $\alpha_2 = \alpha_{23}$, по формуле (6-10) находим рассеиваемую корпусом триода мощность

$$P_2 = 13{,}3 \cdot 5{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 40{,}6 = 2{,}75 \text{ вт}.$$

7. По формуле (6-5) находим мощность P тепловых потерь триода и по формуле (6-8) — температуру коллекторного p-n перехода:

$$P = 0{,}76 + 2{,}75 + 15{,}2 = 18{,}7 \text{ вт};$$

$$t_{p\text{-}n} = 50 + 40{,}6 + 0{,}6 \cdot 18{,}7 = 102^\circ \text{ С}.$$

6-6. Конструирование радиаторов для полупроводниковых диодов и триодов

Обычные диски или пластины, на которых монтируются мощные полупроводниковые диоды или триоды, не всегда способны рассеять необходимое количество тепловой энергии, что вынуждает применять диски или пластины с развитыми за счет ребер поверхностями. Рассмотрим метод проектирования радиаторов типа А для полупроводниковых диодов или триодов. Будем считать, что известны следующие исходные данные:

1) тип полупроводникового прибора; его размер r_0; максимально допустимая температура $(t_{p\text{-}n})_{\text{доп}}$ p-n перехода и внутреннее тепловое сопротивление $R_{n\,\text{к}}$ прибора;

2) величина мощности P тепловых потерь, выделяющихся в приборе;

3) тепловое сопротивление $R_{\text{кр}}$ контакта между корпусом диода или триода и радиатором;

4) физические свойства и характер движения среды. Если радиатор находится в спокойном воздухе, то достаточно задать его температуру $t_{\text{с}}$.

Будем считать, что теплообмен между радиатором и шасси не происходит, а количеством тепла, рассеиваемого выводами и корпусом прибора, можно пренебречь, т. е.

$$\left.\begin{aligned} R_{\text{рш}} &= R_{\text{кс}} = \infty, \\ F_{\text{в1}} &= F_{\text{в2}} = \infty. \end{aligned}\right\} \tag{6-49}$$

Из формул (6-4) и (6-27) найдем выражение для теплового коэффициента $F_{\text{р}}(r_0)$ радиатора типа А в месте монтажа диода или триода:

$$F_{\text{р}}(r_0) = \frac{t_{p\text{-}n} - t_{\text{с}}}{P} - R_{n\,\text{к}} - R_{\text{кр}}. \tag{6-50}$$

Из формул (6-47) и (6-50) найдем температуру перегрева радиатора в области монтажа диода или триода:

$$\vartheta_{\text{з}}(r_0) = \vartheta_{p\text{-}n} - P\,(R_{n\,\text{к}} - R_{\text{кр}}). \tag{6-51}$$

Учитывая, что параметры $t_{p\text{-}n}$, $t_{\text{с}}$, P, $R_{n\,\text{к}}$ и $R_{\text{кр}}$ заданы, задачу проектирования радиатора сведем к определению его размеров, обеспечивающих диктуемый формулой (6-50) тепловой коэффициент $F_{\text{р}}(r_0)$.

Из конструктивных и технологических соображений выбираем размеры основания радиатора D и H, его толщину $\Delta = M - h$ (рис. 3-1), а также материал радиатора. При этом следует иметь в виду, что чем больше Δ, тем ниже будет температура диода или триода, но увеличивать Δ более 5 *мм* нецелесообразно, так как существенное снижение температуры детали при этом не произойдет. При выборе материала для радиаторов необходимо отдавать предпочтение материалам с большим значением коэффициента теплопроводности. Обычно радиаторы изготовляются из алюминиевых сплавов, реже из меди.

Дальнейший расчет радиатора должен привести к определению остальных его геометрических параметров — h, δ, b, n (рис. 3-1). Для этого по формуле (6-28) и (6-29) находим критерий φ и $\frac{r_0}{L_0}$:

$$\varphi\left(\gamma, \frac{r_0}{L_0}\right) = 2F_{\text{р}}(r_0)\lambda_{\text{р}}\Delta_{\text{р}}; \quad \frac{r_0}{L_0} = \frac{2r_0}{\sqrt{H^2 + D^2}}. \tag{6-52}$$

Затем по табл. 2-3, зная φ и $\frac{r_0}{L_0}$, определяем γ и по формуле (6-29) находим сумму $\alpha_{\text{эф}}$ эффективных коэффициентов теплоотдачи радиатора. Дальнейший порядок расчета зависит от того, какой радиатор — односторонний или двусторонний — необходимо спроектировать.

Площадь S_1 и эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{эф1}}$ неоребренной поверхности одностороннего радиатора равны:

$$S_1 = HD, \quad \alpha_{\text{эф1}} = \alpha_{13}. \tag{6-53}$$

Коэффициент теплоотдачи α_{13} определяется по формулам (1-9) и (1-35). Для оребренной поверхности плиты из (6-26) следует

$$S_2 = \frac{\alpha_{\text{эф2}}}{\alpha_{23}} HD, \tag{6-54}$$

где

$$S_2 = HD + 2nhD, \quad \alpha_{\text{эф2}} = \alpha_{\text{эф}} - \alpha_{\text{эф1}}.$$

Далее применяем метод последовательных приближений. Зададим ориентировочное значение коэффициента теплоотдачи α'_{23} оребренной поверхности. Обычно в условиях естественной конвекции $\alpha'_{23} = 5 \div 7$ *вт/м²·град*.

По формулам (6-54) находим в первом приближении произведение nh. Количество ребер следует выбирать так, чтобы расстояние между ребрами b было не меньше удвоенной толщины σ теплового пограничного слоя у поверхности ребра. Расстояние между ребрами и толщина пограничного слоя определяются следующими соотношениями:

$$\left.\begin{aligned} H &= n\delta + (n-1)\,b, \\ \sigma &= \frac{\lambda_m}{\alpha_{23}}, \quad b = \frac{H - n\delta}{n-1} \geqslant 2\sigma, \end{aligned}\right\} \tag{6-55}$$

где δ — толщина ребер, выбираемая из технологических соображений;

λ_m — коэффициент теплопроводности воздуха при температуре $t_m = 0{,}5\,(t_{3s} + t_c)$; значения λ_m приведены в табл. 1-3.

Среднеповерхностную температуру t_{3s} радиатора нетрудно определить по формулам (6-31) и (6-32). Зная геометрические параметры радиатора H, D, h, b, Δ, δ, n и его среднюю температуру t_{3s}, по формуле (3-4) рассчитываем коэффициент теплоотдачи $\alpha^{II}_{2\,3}$ оребренной поверхности и сравниваем его с $\alpha^{I}_{2\,3}$.

Если $\alpha^{II}_{2\,3} < \alpha^{I}_{2\,3}$, то параметры S_2 и h следует уточнить, проведя расчет во втором приближении. При расчете двустороннего радиатора следует положить $\alpha_{эф1} = \alpha_{эф2} = 0{,}5\,\alpha_{эф}$ и производить расчет по изложенной выше схеме.

Пример 6-5.

Рассчитать размеры одностороннего радиатора типа А для полупроводникового триода П-207, который должен работать в воздушной среде ($t_c = 50°$ С) в условиях естественной конвекции.

Мощность тепловых потерь, выделяющихся в триоде, $P = 15$ *вт*; размер $2r_0 = 50$ *мм*; внутреннее тепловое сопротивление прибора $R_{п\,к} = 0{,}6$ *град/вт*, максимально допустимая температура коллекторного перехода $(t_{p\text{-}n})_{доп} = 85°$ С [Л. 6-11].

Решение.

Согласно 6-3, б, тепловое сопротивление между корпусом триода и радиатором можно принять равным $R_{кр} = 0{,}4$ *град/вт*; тогда по формуле (6-50) определим тепловой коэффициент проектируемого радиатора:

$$F_р(r_0) = \frac{85 - 50}{15} - 0{,}6 - 0{,}4 = 1{,}33 \text{ } \textit{град/вт}.$$

Проектирование радиатора, обеспечивающего заданный тепловой режим работы триода, начнем с выбора материала радиатора и размеров его основания. Пусть $\lambda_р = 170$ *вт/м·град* (дюралюминий); $D = 120$ *мм*; $H = 150$ *мм*; $\Delta = 4$ *мм*.

По формуле (6-52) определим:

$$\varphi\left(\gamma, \frac{r_0}{L_0}\right) = 2 \cdot 1{,}33 \cdot 170 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 1{,}81; \quad \frac{r_0}{L_0} = \frac{50}{\sqrt{120^2 + 150^2}} = 0{,}26.$$

По табл. 2-3 находим величину критерия $\gamma = 0{,}67$; по формуле (6-29) определяем $\alpha_{эф}$:

$$\alpha_{эф} = \frac{0{,}67^2 \cdot 170 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{\frac{0{,}12 \cdot 0{,}15}{\pi} - 2{,}5^2 \cdot 10^{-4}} \left(1 - \frac{2{,}5^2 \cdot 10^{-4}}{0{,}12^2 + 0{,}15^2}\right) = 58{,}0 \text{ } \textit{вт/м}^2\textit{·град}.$$

По формуле (6-32) и графикам рис. 6-4 находим:

$$\varrho = 0{,}25; \quad \gamma = 0{,}67; \quad a = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{120}{150}\right)^2}} = 0{,}75; \quad \varkappa = 0{,}49; \quad g = 0{,}75.$$

Из формулы (6-51) находим температуру области шасси, занятой деталью,

$$\vartheta_з(r_0) = 35 - 15\,(0{,}6 + 0{,}4) = 20 \text{ } \textit{град}.$$

Из формулы (6-31) находим среднеповерхностную температуру радиатора $\vartheta_{3s} = 0{,}75 \cdot 20 = 15$ *град*.

По формулам (1-9) и (1-35) находим:

$$\alpha_{1зк} = 1{,}31\left(\frac{15}{0{,}15}\right)^{1/4} = 4{,}15 \text{ } \textit{вт/м}^2\textit{·град};$$

$$\alpha_{1зл} = 0{,}9 \cdot 0{,}84 = 7{,}55 \text{ } \textit{вт/м}^2\textit{·град}; \quad \alpha_{1з} = 11{,}7 \text{ } \textit{вт/м}^2\textit{·град}.$$

По формуле (6-54) находим эффективный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности радиатора

$$\alpha_{эф2} = 58{,}0 - 11{,}7 \approx 46 \ вт/м^2 \cdot град.$$

Полагая $\alpha^{I}_{2\,3} = 5 \ вт/м^2 \cdot град$, по формулам (6-54) находим:

$$S_2 = \frac{46}{5} 0{,}12 \cdot 0{,}15 = 0{,}165 \ м^2; \quad nh = \frac{0{,}165 - 0{,}018}{2 \cdot 0{,}12} = 0{,}615 \ м.$$

По формулам (6-55) находим

$$2\sigma = 2\,\frac{0{,}029}{5} = 0{,}0115 \ м = 11{,}5 \ мм.$$

Пусть поэтому $b = 11{,}5 \ мм$ и $\delta = 2 \ мм$, тогда $n = 12$ и $h = 51 \ мм$.

Точный расчет коэффициента теплоотдачи оребренной части радиатора приводит к $\alpha^{II}_{2\,3} = 5{,}24 \ вт/м^2 \cdot град$, т. е. $\alpha^{II}_{2\,3} > \alpha^{I}_{2\,3}$, а это означает, что размеры радиатора, вообще говоря, можно немного уменьшить.

Таким образом, в результате проектирования пришли к радиатору со следующими параметрами: $H = 150 \ мм$; $D = 120 \ мм$; $\Delta = 4 \ мм$; $\delta = 2 \ мм$; $h = 51 \ мм$; $b = 11{,}5 \ мм$; $n = 12$; $\lambda_р = 170 \ вт/м \cdot град$.

6-7. Влияние способа монтажа на тепловой режим мощных полупроводниковых диодов и триодов

Влияние способа монтажа мощного полупроводникового диода или триода на тепловой режим его работы можно проследить, анализируя результаты расчетов, приведенные в примерах 6-1—6-3. Пусть диод рассмотренного в этих примерах типа крепится на радиаторе типа С, который через электрическую изоляцию закреплен в центре круглого диска. Геометрические и физические параметры диода (Д-214), радиатора, электроизоляции и диска соответствуют приведенным в примере 6-1; изменим только радиус изоляционной прокладки *10* (рис. 6-1): пусть $r_0 = 4{,}0 \ мм$, а не 7,5 *мм*, как в примерах 6-1 — 6-3. Рассмотрим следующие способы монтажа.

1) диод без дополнительного теплоотвода; токопроводящие проводники бесконечно длинные;

2) диод смонтирован непосредственно на радиаторе типа С; шасси отсутствует;

3) диод смонтирован на дисковом шасси и изолирован от него слоем слюды;

4) диод смонтирован непосредственно на дисковом шасси, электроизоляция отсутствует;

5) диод смонтирован на радиаторе типа С, который укреплен на дисковом шасси; радиатор и шасси электрически изолированы друг от друга;

6) то же, что и в предыдущем случае, отсутствует лишь изоляция между радиатором и дисковым шасси.

В табл. 6-2 приводятся следующие параметры, позволяющие оценить влияние способа монтажа диода на его тепловой режим: мощность P тепловых потерь в p-n переходе; температура перегрева $\vartheta_{p\text{-}n}$ p-n перехода; тепловой коэффициент F_n, определенный по формуле

(6-6). Цифры в первой графе таблицы соответствуют указанным выше способам монтажа диода. При расчетах применялось максимальное значение внутреннего теплового сопротивления прибора $R_{п\,к} = 4{,}0$ *град/вт*.

Как следует из табл. 6-2, наличие дополнительного теплоотвода в виде радиатора, шасси или их комбинации в 2—2,5 раза снижает температуру *p-n* перехода. Если по условиям эксплуатации необходимо электрически изолировать деталь от шасси, то выгодно применять радиатор (ср. способы монтажа 3 и 5), который рассеивает дополнительную энергию и уменьшает температуру детали. Из расчетов следует, что бóльшую часть энергии в системе теплоотводов рассеивает шасси, поэтому более подробно рассмотрим влияние на тепловой режим диода физических и геометрических параметров шасси. Анализ произведем для диода, смонтированного непосредственно на шасси; тип диода и состояние среды указаны в примере 6-1.

Таблица 6-2

Влияние способа монтажа триода на его тепловой режим

Способ монтажа	P, *вт*	$\vartheta_{p\text{-}n}$, *град*	$F_п$, *град/вт*
1	3,0	65,0	21,6
2	3,9	33,0	11,0
3	3,0	31,0	10,3
4	3,0	28,0	9,4
5	3,0	27,0	9,0
6	3,0	25,0	8,3

На рис. 6-5 представлена зависимость рассеиваемой дисковым шасси максимальной мощности $P_{макс}$ от радиуса L при условии, что температура *p-n* перехода достигает предельного значения, равного $(t_{p\text{-}n})_{доп} = 170°$ С. Расчеты проведены для трех значений температуры среды: $t_с = 20;\ 60;\ 120°$ С; горизонтальные штриховые линии на рисунке соответствуют асимптотическим значениям $P_{макс}$ при $L_0 = \infty$.

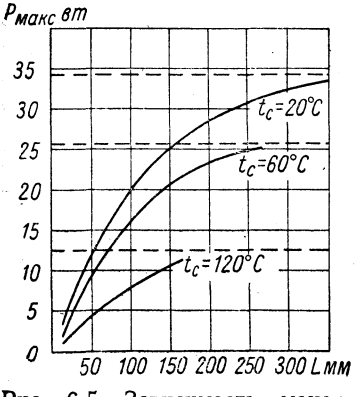


Рис. 6-5. Зависимость максимально допустимой мощности $P_{макс}$, рассеиваемой системой кремниевый диод — шасси, от радиуса дискового шасси при различных температурах окружающей среды.

Кривые на рис. 6-5 рассчитаны для дюралюминиевого шасси ($\lambda = 170$ *вт/м·град*) толщиной $\delta = 1$ *мм*, поверхности которого окрашены черной нитроэмалью ($\varepsilon = 0{,}9$).

На рис. 6-6 для того же шасси радиусом $L_0 = 100$ *мм* представлены тепловые характеристики для *p-n* перехода диода при различных толщинах шасси. На тепловой режим системы диод — шасси в значительной степени влияет коэффициент теплопроводности материала шасси. Так, например, для эбонитового, дюралюминиевого и медного шасси радиусом $L_0 = 100$ *мм* и толщиной 1,0 *мм* тепловой коэффициент $F_ш(r_0)$ принимает значения 78, 7,5 и 6,3 *град/вт* соответственно.

Таким же способом выясним влияние состояния поверхности шасси (степени черноты поверхности) на величину теплового сопротивления.

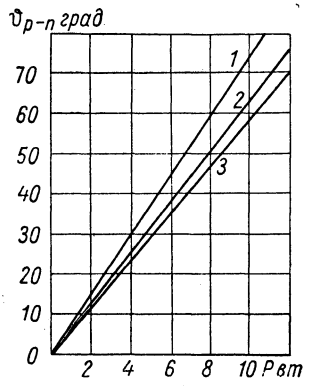


Рис. 6-6. Тепловые характеристики для p-n перехода диода, укрепленного на дисковом дюралюминиевом шасси радиусом 100 *мм* при различной толщине шасси.

1 — $\delta = 1{,}0$ *мм*; *2* — $\delta = 2{,}0$ *мм*; *3* — $\delta = 3{,}0$ *мм*.

Рассмотрим три случая обработки поверхности шасси: неокрашенная, грубо обработанная дюралюминиевая поверхность $\varepsilon = 0{,}1$; загрязненная маслом дюралюминиевая поверхность, $\varepsilon = 0{,}5$; дюралюминиевая поверхность, окрашенная черной нитроэмалевой краской, $\varepsilon = 0{,}9$. В результате расчетов для этих трех случаев обработки поверхности шасси ($L_0 = 100$ *мм*, $\delta = 1{,}0$ *мм*) получены следующие значения теплового сопротивления коэффициента $F_{ш}$: 10,6; 9,1; 7,6 *град/вт*.

Приведенные здесь результаты анализа теплового режима полупроводникового диода определенной конструкции можно распространить и на другие конструкции диодов или триодов, так как качественный характер полученных закономерностей сохранит силу и для других подобных деталей.

6-8. Экспериментальное исследование тепловых характеристик мощных полупроводниковых диодов и триодов

В стационарном режиме производилось измерение температуры p-n перехода и температуры корпуса диода, радиатора и шасси, а также измерялась мощность тепловых потерь, выделяющихся в диоде или триоде. Результаты измерений представлялись в виде зависимостей температуры перегрева в различных точках исследуемой системы от мощности тепловых потерь. Измерение температуры p-n перехода мощных полупроводниковых диодов производилось методом обратного тока: измерялся обратный ток $I_{к0}$ нагретого диода, а затем по предварительно полученной градуировочной зависимости $I_{к0} = I\,(t_{p\text{-}n})$ обратного тока от температуры $t_{p\text{-}n}$ p-n перехода определялась величина $t_{p\text{-}n}$.

Принципиальная электрическая схема измерительной установки представлена на рис. 6-7, где приняты следующие обозначения: *Д* — испытуемый диод; P_1 — реле для переключения диода из цепи нагревания в цепь измерения обратного тока. Нагревание диодов производилось постоянным током пропускного направления от источника E_1. Мощность тепловых потерь измерялась вольтметром и амперметром. В цепи обратного тока через E_2 обозначен источник постоянного напряжения; R_3 и R_4 — переменные сопротивления; $R_и$ — постоянное измерительное сопротивление. Падение напряжения U_R на этом сопротивлении, пропорциональное обратному току, измерялось при помощи электронно-лучевого усилителя ЭНО-1. Ламповый вольтметр V_2 служил для измерения и контроля напря-

жения на диоде и сопротивлении $R_н$. С помощью переключателя $П_1$ в электрическую цепь подключались различные диоды.

Температуры перегрева корпуса диода, радиатора и шасси измерялись медно-константановыми дифференциальными термопарами, рабочие спаи которых наклеивались в те места, в которых следовало измерить температуру.

Исследование теплового режима диодов производилось в следующем порядке. После установления теплового стационарного режима измерялись температуры корпуса диода, радиатора, шасси, среды, сила тока через диод и падение напряжения на нем. Затем замыканием ключа K_3 прекращалось нагревание диода и он переключался в цепь измерения обратного тока. На экране ЭНО-1 наблюдался импульс напряжения U_R, величина которого монотонно уменьшалась по мере охлаждения p-n перехода. Измерение U_R производилось в точке максимального отклонения луча. Температура p-n перехода определялась по градуировочному графику $U_R = U(t_{p\text{-}n})$.

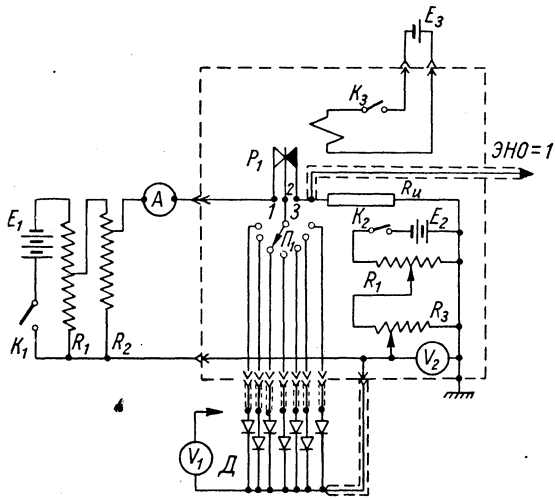


Рис. 6-7. Электрическая схема для измерения температуры p-n перехода.

Градуирование диодов, т. е. измерение обратного тока при различных температурах p-n перехода, производилось в закрытом сосуде с двойными стенками, между которыми циркулировало нагретое до необходимой температуры (в диапазоне от 15 до 150° С) веретенное масло. При градуировке диодов напряжение E_0 на диоде и сопротивление R_4 поддерживались постоянными. При этом тепловые потери за счет измерительного тока были малы и не вызывали дополнительного нагревания p-n перехода диода. Обычно для измерения температуры p-n переходов употребляются только те диоды, в которых отсутствуют токи утечки. Об отсутствии этих токов судят по прямолинейности зависимости $\ln I_{к0} = f(t_{p\text{-}n})$ [Л. 6-24]. Кроме того, исследуемые диоды должны иметь воспроизводимую характеристику $I_{к0} = I(t_{p\text{-}n})$ [Л. 6-14]. Градуировку каждого диода следует повторять 2—3 раза и исследовать тепловой режим только тех диодов, которые имеют воспроизводимую градуировочную зависимость.

Экспериментальные исследования тепловых режимов мощных полупроводниковых диодов и триодов с различными теплоотводами привели к выводу об удовлетворительном совпадении результатов расчета и эксперимента [Л. 6-13, 6-14]. На рис. 6-8 сопоставлены

расчетные и опытные тепловые характеристики одного из исследованных диодов, теплоотводом для которого служили радиатор и шасси. Геометрические и физические параметры диода, радиатора, изоляции и шасси даны в примере 6-1. Там же показан метод расчета тепловых характеристик диода с теплоотводом. Результаты опытов нанесены на рис. 6-8 крестиками, кружками и точками, результаты расчетов — сплошными линиями. Цифрами *1*, *2* и *3* обозначены следующие тепловые характеристики:

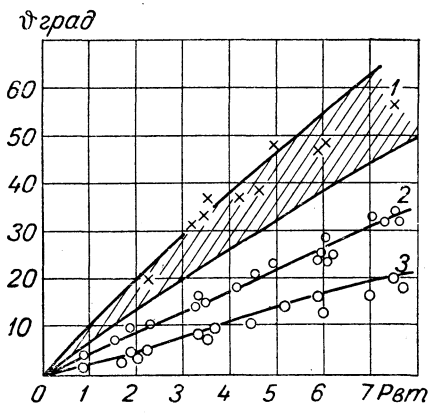


Рис. 6-8. Сопоставление расчетных и опытных тепловых характеристик мощного диода, укрепленного на радиаторе типа С, помещенном на шасси.

1) зависимость температуры перегрева $\vartheta_{p\text{-}n}$ от рассеиваемой мощности. Так как задан диапазон изменения внутреннего теплового сопротивления прибора, то на рис. 6-8 представлен возможный диапазон (заштрихованная область), в котором могут располагаться зависимости

$$\vartheta_{p\text{-}n} = f_1(P);$$

2) зависимость температуры перегрева ϑ_3 верхнего торца радиатора от рассеиваемой мощности, т. е.

$$\vartheta_3 = f_3(P);$$

3) зависимость температуры перегрева ϑ_4 от рассеиваемой мощности P в точке $r = 19$ *мм* на шасси, т. е.

$$\vartheta_4 = f_4(P).$$

6-9. Тепловой режим полупроводниковых диодов и триодов малой мощности

На рис. 6-1, *б*, *в*, *г* представлены конструкции маломощных полупроводниковых диодов и триодов, описание которых дано в 6-1.

Рассмотрим влияние на тепловой режим диодов и триодов различных элементов конструкции, способа монтажа и условий эксплуатации. Так как внешние элементы конструкции маломощных диодов и триодов различаются лишь отдельными деталями, то решение задачи приведем для полупроводникового триода, а специфику теплообмена диода отметим особо. Будем рассматривать статический электрический режим работы прибора, имея в виду, что полученное решение будет определять средний нагрев диодов и триодов, работающих в динамических режимах при не очень низких частотах изменения мощности тепловых потерь.

а) Тепловой режим триода. Под действием внутреннего источника энергии мощностью P коллекторный переход триода нагре-

вается до температуры $t_{p\text{-}n}$. Тепловой поток от коллекторного перехода через внутреннюю арматуру триода достигает его корпуса, преодолевая при этом внутреннее тепловое сопротивление $R_{пк}$ между коллекторными переходами и корпусом прибора. Если через t_{1s} обозначить среднеповерхностную температуру корпуса триода, то

$$t_{p\text{-}n} - t_{1s} = \Delta\vartheta_{пк} = R_{пк} P. \tag{6-56}$$

Рассмотрим два способа монтажа триода: 1) корпус триода смонтирован в отверстии тонкой электроизоляционной платы (рис. 6-1, *в*); 2) триод смонтирован над платой (рис. 6-1, *г*). В первом случае тепловой поток от корпуса прибора частично рассеивается в окружающую среду с открытой поверхности корпуса (P_1); часть P_2 потока поступает в плату и рассеивается ею; наконец, от корпуса прибора часть P_3 теплового потока рассеивается выводами (*4*, *5* и *6* на рис. 6-1, *в*, *г*). Согласно закону сохранения энергии,

$$P = P_1 + P_2 + P_3. \tag{6-57}$$

При втором способе монтажа триода $P_2 = 0$ и

$$P = P_1 + P_3. \tag{6-58}$$

Рассмотрим более подробно теплообмен каждого элемента со средой. Теплообмен корпуса триода со средой происходит конвекцией и излучением и равен

$$P_1 = \alpha_1 S_1 \vartheta_{1s}, \tag{6-59}$$

где α_1 — полный коэффициент теплоотдачи корпуса;
S_1 — площадь открытой части корпуса триода;
ϑ_{1s} — температура перегрева корпуса триода.

Будем рассматривать плату как бесконечно протяженную плоскую пластину, в круглой области радиусом r_0 которой имеется источник энергии. Радиус r_0 равен радиусу отверстия в плате, т. е. радиусу корпуса триода. Пусть между корпусом триода и платой существует идеальный тепловой контакт, тогда стационарное температурное поле платы можно найти из выражения (2-23), полагая в последнем величину L_0 бесконечно большой. После несложных преобразований получим:

$$\left.\begin{aligned} \vartheta_2(r) &= \frac{P_2}{a} \cdot \frac{K_0(b_2 r)}{K_1(b_2 r_0)}, \\ a_2 = \lambda_2 b_2 f_2,\ b_2^2 &= \frac{\alpha_2}{\lambda_2 \delta_2},\ f_2 = 2\pi r_0 \delta_2, \\ \alpha_2 &= \alpha_2' + \alpha_2'', \end{aligned}\right\} \tag{6-60}$$

где $\vartheta_2(r)$ — температура перегрева платы в точке r;
α_2', α_2'' — полные коэффициенты теплоотдачи обеих поверхностей платы;
λ_2, δ_2 — коэффициент теплопроводности материала и толщина платы.

Температуру перегрева корпуса триода определим из (6-60), полагая $r = r_0$:

$$\vartheta_{1s} = \vartheta_2(r_0) = \frac{P_2}{a_2}\frac{K_0(b_2 r_0)}{K_1(b_2 r_0)}. \qquad (6\text{-}61)$$

Для расчета коэффициентов теплоотдачи платы определим ее среднеповерхностную температуру перегрева. Так как плата не ограничена, для решения задачи можно применить следующий искусственный прием. Мысленно ограничим размеры платы радиусом L, на котором температура $\vartheta_2(L)$ в n раз меньше $\vartheta_2(r_0)$. Интегрируя выражение (6-60) в пределах от r_0 до L и деля результат на площадь кольца с радиусами r_0 и L, получим после преобразований выражение для среднеповерхностной температуры перегрева этой площади:

$$\vartheta_{2s} = \frac{P_2}{2\pi r_0 a_2}\frac{r_0 K_1(b_2 r_0) - L K_1(b_2 L)}{(L^2 - r_0^2) K_1(b_2 r_0)}. \qquad (6\text{-}62)$$

Так как все три вывода маломощных триодов одинаковы, то рассеиваемые ими тепловые потоки также одинаковы. Мощность P_3, рассеиваемую выводами, найдем из формулы (6-11):

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 3a_3\frac{\vartheta_{1s}\operatorname{ch} b_3 l_3 - \theta}{\operatorname{sh} b_3 l_3}, \\ a_3 &= \lambda_3 b_3 f_3,\ b_3^2 = \frac{\alpha_3 p_3}{\lambda_3 f_3},\ p_3 = \pi d_3,\ f_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2, \end{aligned}\right\} \qquad (6\text{-}63)$$

где α_3 и λ_3 — коэффициент теплоотдачи и теплопроводности вывода;

p_3 и f_3 — периметр и площадь поперечного сечения вывода;

θ — температура перегрева лепестков;

l_3 и d_3 — длина и диаметр вывода.

Подставляя значения P_1, P_2 и P_3 из формул (6-59), (6-61) и (6-63) в уравнение (6-57), получим

$$\vartheta_{1s} = \frac{P + \theta\dfrac{3a_3}{\operatorname{sh} b_3 l_3}}{\alpha_1 S_1 + a_2\dfrac{K_1(b_2 r_0)}{K_0(b_2 r_0)} + 3a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \qquad (6\text{-}64)$$

Если $\theta = 0$, то

$$\vartheta_{1s} = F_{\text{кс}} P,\quad F_{\text{кс}} = \frac{1}{\alpha_1 S_1 + a_2\dfrac{K_1(b_2 r_0)}{K_0(b_2 r_0)} + 3a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \qquad (6\text{-}65)$$

Если корпус триода не соприкасается с платой и $\theta = 0$, то

$$F_{\text{кс}} = \frac{1}{\alpha_1 S_1 + 3a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \qquad (6\text{-}66)$$

Температура перегрева коллекторного перехода триода относительно среды определяется выражением

$$\vartheta_{p\text{-}n} = \vartheta_{1s} + R_{n\,\text{к}} P = P F_n, \qquad (6\text{-}67)$$

где F_n — тепловой коэффициент коллекторного p-n перехода. Приведем значения внутреннего теплового сопротивления некоторых маломощных полупроводниковых триодов:

Тип триода	П-8	П-14	П-15	П-21	П-25	П-26	П-401	П-402
Диапазон изменения $R_{п\,к}$, *град/вт*	46—98	70—111	50—144	54—80	40—139	62—76	30—52	30—81

б) Тепловой режим диода. На рис. 6-1, *б* изображена наиболее распространенная конструкция маломощного полупроводникового диода. Тепловая энергия, выделившаяся в кристалле *7*, рассеивается электродом *6* и кристаллодержателем *8* и достигает корпуса диода. Пусть мощность тепловых потерь в диоде равна P; обозначим тепловые потоки, рассеиваемые корпусом *4* диода, его выводами *2* и *9* и колпачком *3*, через P_1, P_2, P_3 и P_4 [см. нумерацию соответствующих частей конструкции на рис. 6-1, *б* (римские цифры)].

По закону сохранения энергии

$$P = \sum P_i \quad (i = 1, 2, 3, 4). \tag{6-68}$$

Величина P_1 зависит от способа монтажа диода.

Если корпус диода смонтирован в отверстии изоляционной платы, то часть P_1' теплового потока рассеивается в среду и может быть найдена по формуле (6-59), вторая часть P_1'' теплового потока кондукцией переносится в плату и затем рассеивается поверхностью платы в среду. Выражение для P_1'' можно получить из формулы (6-61), где следует индексы 2 заменить на 1.

Складывая выражения для P_1' и P_1'', получим

$$P_1 = \left[\alpha_1 S_1 + a_1 \frac{K_1(b_1 r_0)}{K_0(b_1 r_0)}\right] \vartheta_{1s}. \tag{6-69}$$

Если корпус диода не соприкасается с платой, то

$$P_1 = \alpha_1 S_1 \vartheta_{1s}. \tag{6-70}$$

Тепловые потоки P_2 и P_3, рассеиваемые выводами, определяются по формуле (6-11). Тепловой поток P_4, рассеиваемый поверхностью колпачка, равен

$$P_4 = \alpha_4 S_4 \delta_{1s}, \tag{6-71}$$

где α_4 — полный коэффициент теплоотдачи колпачка;

S_4 — площадь его теплоотдающей поверхности.

На основании (6-11), (6-68)—(6-71) запишем для смонтированного на плате диода зависимость между среднеповерхностной температурой ϑ_{1s} перегрева корпуса диода и рассеиваемой мощностью P:

$$\vartheta_{1s} = \frac{P + \dfrac{a_2\theta_2}{\operatorname{sh} b_2 l_2} + \dfrac{a_3\theta_3}{\operatorname{sh} b_3 l_3}}{\alpha_1 S_1 + a_1 \dfrac{K_1(b_1 r_0)}{K_0(b_1 r_0)} + \alpha_4 S_4 + a_2 \operatorname{cth} b_2 l_2 + a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \tag{6-72}$$

Если $\theta_2 = \theta_3 = 0$, то среднеповерхностная температура корпуса равна:

$$\vartheta_{1s} = PF_к,$$

где $F_к$ — тепловой коэффициент корпуса диода.

Если корпус не соприкасается с платой, то

$$F_к = \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \alpha_4 S_4 + a_2 \operatorname{cth} b_2 l_2 + a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \qquad (6\text{-}73)$$

Если корпус диода смонтирован в отверстии платы, то

$$F_к = \frac{1}{\alpha_1 S_1 + \alpha_4 S_4 + a_1 \dfrac{K_1(b_1 r_0)}{K_0(b_1 r_0)} + a_2 \operatorname{cth} b_2 l_2 + a_3 \operatorname{cth} b_3 l_3}. \qquad (6\text{-}74)$$

Температура перегрева p-n перехода диода может быть найдена по формуле (6-67).

в) Методика расчета тепловых характеристик маломощных диодов и триодов. Расчет тепловых характеристик маломощного триода, смонтированного в плате, следует производить, придерживаясь следующего порядка.

1. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева ϑ_{2s} платы и по формулам (1-9)—(1-14), (1-35) определяем коэффициент теплоотдачи платы.

2. По формуле (6-62) находим мощность P_2, рассеиваемую нагретой частью платы. В формуле (6-62) неизвестен также радиус L платы, на котором температура перегрева в n раз меньше $\vartheta_2(r_0)$.

Полагая $n = 10$, из (6-60) получим

$$\frac{\vartheta_2(L)}{\vartheta_2(r_0)} = \frac{K_0(b_2 L)}{K_0(b_2 r_0)} = 0{,}1. \qquad (6\text{-}75)$$

Формула (6-75) позволит найти L, так как b_2 и r_0 известны. Зная L, по формуле (6-62) определим мощность P_2, а по формуле (6-61) — температуру перегрева корпуса детали ϑ_{1s}.

3. В первом приближении можно считать коэффициенты теплоотдачи корпуса (α_1), детали и платы (α_2' или α_2'') одинаковыми; тогда по формуле (6-59) нетрудно найти мощность P_1.

4. Принимая среднеповерхностные температуры выводов триода одинаковыми и равными

$$\vartheta_{3s} = 0{,}5\,(\vartheta_{1s} + \theta), \qquad (6\text{-}76)$$

по формулам (1-7) и (1-35) вычисляем коэффициенты теплоотдачи α_3 и величины b_3, a_3. По формуле (6-63) находим P_3.

5. По формуле (6-67) находим температуру p-n перехода.

Расчет тепловых характеристик маломощного диода, смонтированного в плате, производится по той же схеме с использованием формул для диода.

Расчет тепловых характеристик маломощных триодов, корпус которых не соприкасается с платой, производится следующим образом.

1. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева корпуса триода и по формуле (1-16) для ограниченных цилиндров определяем конвективную составляющую коэффициента теплоотдачи; радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи рассчитывается по формуле (1-35). По формуле (6-59) определяем P_1.

2. Рассчитывая среднеповерхностную температуру ϑ_{3s} перегрева выводов по формуле (6-76), вычисляем их коэффициенты теплоотдачи по формулам (1-7) и (1-35) и по формуле (6-63) находим P_3.

3. По формуле (6-58) рассчитываем рассеиваемую триодом мощность P, соответствующую заданной среднеповерхностной температуре ϑ_{1s}. Температура перегрева коллекторного перехода триода относительно среды может быть вычислена по формуле (6-67).

Расчет тепловых характеристик диодов при аналогичном способе монтажа производится в таком же порядке.

Пример 6-6.

Рассчитать тепловую характеристику коллекторного *p-n* перехода и корпуса триода П-15 [Л. 6-11], смонтированного в отверстии гетинаксовой платы. Плата ориентирована вертикально и находится в спокойном воздухе ($t_c = 25°$ С) при нормальном давлении. Все поверхности платы, триода и выводов имеют степень черноты $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0{,}9$.

Толщина платы $h_2 = 2{,}0$ *мм*; радиус отверстия $r_0 = 4{,}2$ *мм*; коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0{,}17$ *вт/м·град* (гетинакс). Считать плату неограниченно протяженной.

Диаметр выводов $d_3 = 0{,}5$ *мм*, их длина $l_3 = 15$ *мм*, материал — никель с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 90$ *вт/м·град*; температура перегрева над средой концов выводов равна $\theta = 0$ *град*.

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса триода $S_1 = 2{,}19 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2}; внутреннее тепловое сопротивление триода П-15 $R_{пк} = 86$ *град/вт*.

Решение.

1. Задаем среднеповерхностную температуру перегрева платы $\vartheta_{2s} = 10$ *град*; тогда полная температура $t_{2s} = 35°$ С. Так как плата неограниченно протяженная, то, согласно уравнению (1-8), конвективный теплообмен подчиняется закону $^1/_3$ степени и $\alpha'_{2к} = \alpha''_{2к}$ следует рассчитывать по формуле (1-13):

$$\alpha'_{2к} = 1{,}55\,(10)^{1/3} = 3{,}34 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

По формуле (1-35) находим

$$\alpha'_{2л} = \alpha''_{2л} = 0{,}9 \cdot 6{,}35 = 5{,}72 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

Полные коэффициенты теплоотдачи платы равны:

$$\alpha'_2 = \alpha''_2 = 9{,}06 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

2. По формуле (6-60) рассчитываем:

$$f_2 = 2\pi \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}0 \cdot 10^{-3} = 5{,}28 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$b_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}06}{0{,}17 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}} = 234 \text{ 1/ м}; \quad a_2 = 0{,}17 \cdot 234 \cdot 5{,}28 \cdot 10^{-5} = 2{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ вт/град}.$$

По формуле (6-75) находим L:

$$b_2 r_0 = 234 \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-3} = 0{,}983; \quad K_0\,(b_2 r_0) = 0{,}431;$$

$$0{,}1 K_0\,(b_2 r_0) = K_0\,(b_2 L) = 0{,}0431; \quad b_2 L = 2{,}816 \text{ и } L = 1{,}2 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

По формуле (6-62) находим P_2:

$$P_2 = \frac{2\pi \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 9{,}06 \cdot 10\,(1{,}2^2 \cdot 10^{-4} - 4{,}2^2 \cdot 10^{-6})\,0{,}620}{4{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}620 - 1{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}050} = 0{,}0853 \text{ вт}.$$

Здесь $0{,}620 = K_1(b_2 r_0)$; $0{,}050 = K_1(b_2 L)$.

По формуле (6-61) находим ϑ_{1s}:

$$\vartheta_{1s} = \vartheta_2(r_0) = \frac{8{,}53 \cdot 10^{-2}}{2{,}1 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{0{,}431}{0{,}620} = 28{,}8 \text{ град}.$$

3. Полагая $\alpha_1 = \alpha_2' = 9{,}06$ *вт/м²·град*, по формуле (6-59) находим P_1:

$$P_1 = 9{,}06 \cdot 28{,}8 \cdot 2{,}19 \cdot 10^{-4} = 5{,}71 \cdot 10^{-2} \text{ вт}.$$

4. По формуле (6-76) находим

$$\vartheta_{3s} = 0{,}5\,(28{,}8 + 0) \approx 14 \text{ град}$$

и по формулам (1-7) и (1-35) вычисляем $\alpha_{3к}$ и $\alpha_{3л}$:

$$\alpha_{3к} = 48{,}1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\alpha_{3л} = 0{,}9 \cdot 6{,}50 = 5{,}85 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}; \quad \alpha_3 = 53{,}9 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

По формуле (6-63) находим:

$$f_3 = \frac{\pi}{4}(0{,}5 \cdot 10^{-3})^2 = 1{,}96 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2; \quad p_3 = \pi \cdot 0{,}5 \cdot 10^{-3} = 1{,}57 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$b_3 = \sqrt{\frac{53{,}9 \cdot 1{,}57 \cdot 10^{-3}}{90 \cdot 1{,}96 \cdot 10^{-7}}} = 69{,}1 \text{ 1/м};$$

$$a_3 = 90 \cdot 69{,}1 \cdot 1{,}96 \cdot 10^{-7} = 1{,}22 \cdot 10^{-3} \text{ вт/град};$$

$$P_3 = 3 \cdot 1{,}22 \cdot 10^{-3} \cdot 28{,}8 \cdot 1{,}29 = 0{,}136 \text{ вт}.$$

5. Рассеиваемая триодом мощность P при заданной среднеповерхностной температуре платы $\vartheta_{2s} = 10$ *град* и температура перегрева коллекторного *p-n* перехода равны:

$$P = 0{,}0571 + 0{,}0853 + 0{,}136 = 0{,}278 \text{ вт};$$

$$\vartheta_{p\text{-}n} = 28{,}8 + 86 \cdot 0{,}278 = 53{,}7 \text{ град}.$$

Задавая иное значение ϑ_{2s} и проводя расчет в том же порядке, найдем вторую точку тепловой характеристики.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ТРАНСФОРМАТОРОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

7-1. Описание конструкций и состояние исследований теплового режима трансформаторов

а) Краткое описание конструкций трансформаторов. Трансформаторы малой мощности, которые иногда будем называть радиотехническими трансформаторами или просто трансформаторами, широко применяются в радиоэлектронных устройствах. Конструктивное оформление радиотехнических трансформаторов весьма разнообразно

и определяется как конкретным назначением этой детали в схеме, так и условиями ее эксплуатации. Ниже будут описаны тепловые режимы силовых трансформаторов броневого и стержневого типов. Тороидальные трансформаторы, высоковольтные трансформаторы, трансформаторы галетного типа и другие конструкции здесь не рассматриваются.

Всякий трансформатор состоит из обмотки и магнитопровода. В зависимости от формы магнитопровода трансформаторы подразделяются на броневые и стержневые. Обмотка (или катушка) *1* броневого трансформатора охватывается магнитопроводом *2* (рис. 7-1, *а*); обмотки *1* трансформатора стержневого типа охватывают магнитопровод *2* (рис. 7-1, *б*) [Л. 7-2].

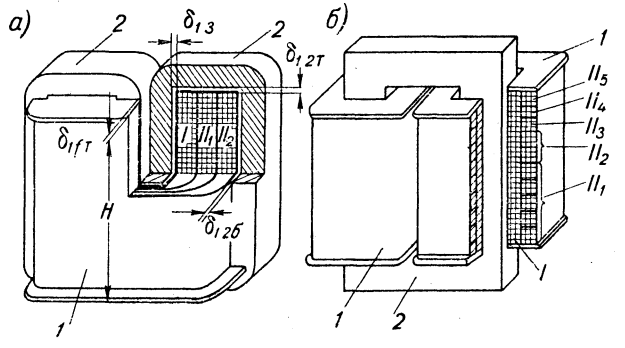


Рис. 7-1. Трансформаторы броневого (*а*) и стержневого (*б*) типов.

Обмотки трансформаторов могут быть слоевыми и секционированными. На рис. 7-1, *а* показаны слоевые обмотки, а на рис. 7-1, *б*— секционированные обмотки. Римскими цифрами *I* и *II* обозначены первичная и вторичная обмотки, индексы 1, 2, 3 и т. д. соответствуют номерам вторичных обмоток.

б) Тепловые потери в трансформаторе. При работе трансформатора часть подводимой к нему энергии не преобразуется в полезную и не передается потребителю, а превращается в тепловую форму энергии (активные потери в трансформаторе). В радиотехнических трансформаторах существуют две области активных потерь.

Как известно, при протекании по проводнику электрического тока выделяется тепловая энергия, мощность $P_м$ которой пропорциональна произведению квадрата силы тока I на активное сопротивление R проводника:

$$P_м = I^2R. \qquad (7\text{-}1)$$

Так как обмотки трансформатора чаще всего изготовляются из медных проводников, этот вид потерь обычно называют потерями в меди (м).

В сердечнике (магнитопроводе) трансформатора, находящемся в переменном магнитном поле, возникают вихревые токи, энергия которых превращается в тепловые потери. Мощность $P_ж$ тепловых

потерь, вызванных в магнитопроводе вихревыми токами, зависит от индукции B, частоты f тока, коэффициента заполнения k_c окна сердечника сталью и веса G стали [Л. 7-5]:

$$P_{ж} = k_c \left(\frac{B}{10000}\right)^2 \left(\frac{f}{50}\right)^{1,3} G. \qquad (7\text{-}2)$$

В формуле (7-2)

$$[B] = гс, \quad [f] = гц, \quad [G] = кГ, \quad [P_{ж}] = вт.$$

Выделяющаяся в обмотке и сердечнике тепловая энергия повышает температуру трансформатора, что ускоряет старение изоляции, а в некоторых случаях приводит к потере ее изолирующих свойств и выходу трансформатора из строя. Для создания оптимальной конструкции радиотехнического трансформатора необходимо изучить его тепловой режим, т. е. получить зависимость между величиной и распределением активных потерь и температурой отдельных точек трансформатора.

в) Исследование теплового режима трансформатора. Изучению теплового режима трансформатора и выбору с этой точки зрения его оптимальной конструкции посвящен ряд как отечественных, так и зарубежных работ. В большинстве этих работ используется формальная аналогия между процессами переноса тепла и электричества. При этом распределенные тепловые параметры без достаточного обоснования заменяются в эквивалентной электрической схеме сосредоточенными электрическими параметрами, а структура сопротивлений не раскрыта, что не позволяет применять полученные таким образом зависимости для расчета теплового режима трансформатора [Л. 7-3, 7-11, 7-15]. В других работах рассматривается экспериментальное исследование теплового режима трансформаторов, полученные результаты, естественно, носят сугубо частный характер [Л. 7-9, 7-16].

Таким образом, несмотря на заинтересованность специалистов в знании теплового режима трансформаторов и значительное число работ, посвященных этому вопросу, сколько-нибудь удовлетворительного решения задачи нет. Причина состоит, по-видимому, в том, что процессы переноса тепловой энергии от источников тепла в трансформаторе в окружающую среду сложны и не позволяют провести точный математический анализ явления. Для решения задачи необходимо удачно схематизировать как процессы переноса, так и конструкцию трансформатора. В идеализированной схеме процесса должны быть учтены все существенные факторы явления и отброшены несущественные. В настоящей главе использован метод приближенного аналитического описания явления теплопередачи в трансформаторе

Действие двух источников тепловой энергии в трансформаторе учитывается с помощью принципа суперпозиции температурных полей, который в применении к трансформатору может быть записан в виде [Л. 7-4]

$$t_j = t_c + P_м F_{мj} + P_ж F_{жj}, \qquad (7\text{-}3)$$

где t_j — температура j-й точки трансформатора;
t_c — температура окружающей среды;
$F_{мj}$ — тепловой коэффициент j-й точки трансформатора при наличии активных потерь только в катушке;
$F_{жj}$ — то же, но при наличии активных потерь только в сердечнике.

Принцип суперпозиции строго справедлив только в том случае, когда тепловые коэффициенты $F_{мj}$ и $F_{жj}$ не зависят от мощностей $P_м$ и $P_ж$. В действительности такая зависимость существует, и ниже будет указан метод, позволяющий учесть эту зависимость при практических расчетах. Таким образом, задача о тепловом режиме трансформатора сводится к отысканию коэффициентов $F_{мj}$ и $F_{жj}$.

7-2. Анализ теплового режима трансформаторов броневого и стержневого типов

а) Идеализированная конструкция трансформатора, основные обозначения. Рассмотрим тепловой режим броневого трансформатора со слоевыми обмотками. На рис. 7-2 представлено идеализированное схематическое изображение трансформатора, в котором отражены существенные с точки зрения теплопередачи части трансформатора и отброшены малосущественные в этом отношении детали. Идеализация конструкции трансформатора заключается в следующем.

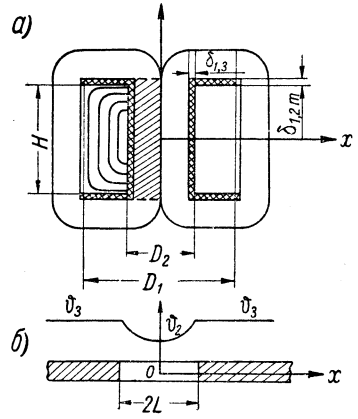


Рис. 7-2. Идеализированная конструкция трансформатора броневого типа.

1. Обмотка (катушка) трансформатора рассматривается как ограниченная цилиндрическая стенка равновеликого с реальной катушкой поперечного сечения.

2. Сложный характер температурного поля в катушке заменяется радиальным одномерным полем температур, т. е. не учитываются местные искажения температурного поля катушки, вызванные внешней частью сердечника и торцами катушки. Однако влияние этих частей трансформатора на его тепловой режим в целом будет учтено.

3. Температурное поле части сердечника (на рис. 7-2, *а*, *б* заштрихована), которая охватывается катушкой, равномерно; температурное поле внешней части сердечника неравномерно. На рис. 7-2, *б* показан характер температурного поля одного развернутого сердечника, разрезанного в центральной части.

4. Обмотку и сердечник трансформатора будем рассматривать как однородные тела.

5. При анализе теплового режима трансформатора будем считать, что коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи его отдельных частей не изменяются с температурой. В дальнейшем это допущение будет снято.

Условно разделим трансформатор на три области — катушку, внешнюю часть сердечника, внутреннюю часть сердечника. Геометрическим и физическим параметрам, характеризующим эти области, будем приписывать следующие индексы: 1 — для параметров катушки, 2 и 3 — для параметров внешней и внутренней частей сердечника. Параметрам, характеризующим внешнюю среду, будем приписывать индекс f, а параметрам, характеризующим наружные поверхности трансформатора, — индекс w. Иногда будут применяться смешанные индексы, смысл которых ниже разъяснен.

Такая система индексации поможет легко удержать в памяти многочисленные геометрические и физические параметры, характеризующие трансформатор. Приведем основные обозначения (рис. 7-1 и 7-2):

D_1 — наружный диаметр катушки;
D_2 — внутренний диаметр катушки;
H — высота катушки;
$S_{1б}$ — полная боковая поверхность катушки;
$S_{1\,2б}$ — участок боковой поверхности катушки, прикрытый сердечником;
$S_{1f\,б}$ — участок боковой поверхности катушки, омываемый внешней средой;
S_{1i} — внутренняя поверхность катушки;
$S_{1т}$ — полная торцовая поверхность катушки;
$S_{1f\,т}$ — участок торцовой поверхности катушки, омываемый окружающей средой;
$S_{2ш}$ — поверхность сердечника, обращенная к шасси;
S_{2f} — поверхность сердечника, омываемая окружающей средой;
S_1 — поверхность катушки, омываемая средой;
V_1 — объем катушки;
$\delta_{1\,2б}$ — зазор между боковой поверхностью катушки и сердечником;
$\delta_{1\,2т}$ — зазор между торцовой поверхностью катушки и сердечником;
$\delta_{1\,з}$ — зазор между внутренней поверхностью катушки и сердечником;
λ_1 — эквивалентный коэффициент теплопроводности катушки;
$\lambda_{1\,2б}$ — коэффициент теплопроводности материала, заполняющего зазор между боковой поверхностью катушки и сердечником;
$\lambda_{1\,з}$ — коэффициент теплопроводности материала, заполняющего зазор между внутренней поверхностью катушки и сердечником;
ε_1 — степень черноты поверхности катушки;
ε_2 — степень черноты сердечника;
$\alpha_{1к}$, $\alpha_{1л}$, α_1 — конвективный, радиационный и полный коэффициенты теплоотдачи катушки и сердечника;
t_c — температура окружающей среды.

Обозначения других параметров будут приведены впоследствии.

б) Температурное поле трансформатора при наличии тепловых потерь только в катушке. Рассмотрим температурное поле в трансформаторе, возникающее благодаря тепловым потерям только в катушке трансформатора. Учитывая изложенные предположения, запишем уравнение теплопроводности для катушки:

$$\frac{d^2\vartheta_{1м}}{dx^2} + \frac{1}{x}\frac{d\vartheta_м}{dx} = -\frac{P_м}{V_1\lambda_1}, \tag{7-4}$$

где $\vartheta_{1м} = t_{1м} - t_c$ — температура перегрева в катушке (область *1*), возникающая благодаря тепловым потерям в катушке (медь);

x — текущая координата; начало координат расположено на центральной оси трансформатора (рис. 7-2);

$P_м$ — мощность тепловых потерь в катушке (в меди).

Общий интеграл уравнения (7-4) имеет вид

$$\vartheta_{1м} = P_м\left(C_1 \ln\frac{2x}{D_1} + C_2 - \frac{x^2}{4V_1\lambda_1}\right), \tag{7-5}$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Сформулируем, базируясь на законе сохранения энергии, условия теплообмена на внешней части катушки: тепловой поток $P'_м$, притекающий от внутренних частей катушки к ее наружной поверхности $x = 0{,}5\,D_1$, рассеивается непосредственно в среду через открытые части катушки $(P''_м)$, а также переходит в наружную часть сердечника $(P'''_м)$, т. е.

$$P'_м = P''_м + P'''_м. \tag{7-6}$$

Согласно законам Фурье и Ньютона,

$$\left.\begin{aligned} P'_м &= -\lambda_1 S_{1б}\left(\frac{d\vartheta_{1м}}{dx}\right)_{x=0,5D_1}, \\ P''_м &= \alpha_1 S_{1fб}\left(t_{1м\,w} - t_c\right), \\ P'''_м &= \frac{\lambda_{12б}}{\delta_{12б}}\left(t_{1м\,w} - \bar{t}_{2м}\right) S_{12б}, \end{aligned}\right\} \tag{7-7}$$

где $t_{1м\,w}$ и $t_{2м}$ — температура наружной поверхности (w) катушки (область *1*) и среднеповерхностная температура сердечника (область II) при наличии тепловых потерь только в катушке.

Остальные обозначения были указаны выше. При составлении выражений (7-7) были учтены принятые выше допущения.

Введем следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{1fб} &= \alpha_1 S_{1fб}, \qquad \sigma_{12б} = \frac{\lambda_{12б} S_{12б}}{\delta_{12б}}, \\ \vartheta_{1м\,w} &= t_{1м\,w} - t_c, \qquad \vartheta_{2м} = \bar{t}_{2м} - t_c, \end{aligned}\right\} \tag{7-8}$$

где $\sigma_{1fб}$ — тепловая проводимость между боковой поверхностью $S_{1fб}$ катушки и окружающей средой;

$\sigma_{12б}$ — проводимость между боковой поверхностью $S_{12б}$ катушки и наружной частью сердечника.

На основании формул (7-6)—(7-8) запишем условие теплообмена на внешней части катушки:

$$-\lambda_1 S_{1б}\left(\frac{d\vartheta_{1м}}{dx}\right)_{x=0,5D_1} = \sigma_{1fб}\vartheta_{1м\,w} + \sigma_{12б}(\vartheta_{1м\,w} - \bar{\vartheta}_{2м}). \qquad (7\text{-}9)$$

Установим условие теплообмена на внутренней поверхности катушки. На основании закона сохранения энергии можно считать, что тепловой поток, притекающий к внутренней границе катушки, полностью проходит через зазор между внутренней поверхностью катушки и сердечником [1], т. е.

$$\left.\begin{aligned}\lambda_1 S_{1i}\left(\frac{d\vartheta_{1м}}{dx}\right)_{x=0,5D_2} &= \sigma_{1з}\left(\vartheta_{1м\,i} - \frac{\bar{\vartheta}_{2м}}{\psi}\right),\\ \vartheta_{1м\,i} &= t_{1м\,i} - t_c,\end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}10)$$

где $t_{1м\,i}$ — температура внутренней поверхности катушки при $x = 0{,}5\,D_2$;

$\bar{\vartheta}_{2м}$ — среднее значение температуры перегрева наружной части сердечника;

ψ — некоторый коэффициент, смысл которого разъяснен ниже.

Тепловая проводимость $\sigma_{1з}$ между внутренней поверхностью катушки (область *I*) и внутренней частью сердечника (область *III*) равна:

$$\sigma_{1з} = \frac{S_{1i}\lambda_{1з}}{\delta_{1з}}. \qquad (7\text{-}11)$$

При составлении уравнения (7-9) было принято во внимание допущение 3 о равномерном характере температурного поля той части сердечника (назовем ее внутренней), которая охватывается катушкой; температурное поле внешней части сердечника неравномерно. Пусть температура перегрева внешней части сердечника — $\vartheta_2(x)$, а внутренней — ϑ_3 (рис. 7-2, *б*); введем обозначения:

$$\psi = \frac{\bar{\vartheta}_2}{\vartheta_3}, \quad \bar{\vartheta}_2 = \frac{1}{L}\int_0^L \vartheta_2\,dx, \qquad (7\text{-}12)$$

где L — половина длины наружной части сердечника.

В уравнении (7-10) температура перегрева $\vartheta_{3м}$ внутренней части сердечника при наличии активных потерь только в меди выражена, согласно (7-12), через ψ и $\bar{\vartheta}_{2м}$:

$$\vartheta_{3м} = \frac{\bar{\vartheta}_{2м}}{\psi}.$$

---

[1] Пространство между внутренней поверхностью катушки и внутренней частью сердечника будем называть зазором.

Покажем что коэффициент ψ близок к единице: для этого рассмотрим температурное поле наружной части сердечника (рис. 7-2, *б*). Если пренебречь градиентом температуры в поперечном сечении сердечника и не учитывать теплообмена между сердечником и катушкой, то [Л. 7-8]

$$\vartheta_2 = H_1 e^{-bx} + H_2 e^{bx}, \quad b^2 = \frac{\alpha U_2'}{\lambda_2 f_2}, \tag{7-13}$$

где U_2' — часть периметра сердечника, омываемая жидкостью или газом;

f_2 — площадь поперечного сечения сердечника;

λ_2 — коэффициент теплопроводности материала сердечника;

α — коэффициент теплоотдачи трансформатора.

Постоянные интегрирования H_1 и H_2 можно найти из условий

$$\left(\frac{d\vartheta_2}{dx}\right)_{x=0} = 0, \quad \vartheta_2|_{x=\pm L} = \vartheta_3. \tag{7-14}$$

Решая совместно уравнения (7-13) и (7-14), найдем ϑ_2, а по формуле (7-12) — $\overline{\vartheta}_2$ и ψ:

$$\psi = \frac{1}{bL} \operatorname{th} bL. \tag{7-15}$$

Вывод формулы (7-15) был сделан для однородного стержня, однако сердечник является анизотропным телом, коэффициенты теплопроводности $(\lambda_2)_{\text{I}}$ и $(\lambda_2)_{\text{II}}$ которого в направлении поперек (*I*) и вдоль (*II*) полос различны. В этом случае также можно пользоваться формулой (7-15), если заменить реальный стержень эквивалентным, у которого толщина пакета и коэффициент теплоотдачи на грани, параллельной слоям, увеличены по сравнению с теми же величинами для реального тела в $\sqrt{\frac{(\lambda_2)_{\text{II}}}{(\lambda_2)_{\text{I}}}}$ раз. Обоснование такого приема содержится в [Л. 7-1]. Для практических расчетов можно принять [Л. 7-14]

$$\frac{(\lambda_2)_{\text{II}}}{(\lambda_2)_{\text{I}}} = 50,$$

откуда

$$\sqrt{\frac{(\lambda_2)_{\text{II}}}{(\lambda_2)_{\text{I}}}} \approx 7.$$

Заметим также, что для большинства радиотехнических трансформаторов неравномерность температурного поля сердечника невелика, что позволяет полагать $\psi = 1$.

В граничных условиях (7-9) и (7-10) появилась новая неизвестная величина $\overline{\vartheta}_{2\text{м}}$, которую можно выразить через $\vartheta_{1\text{м}}$, используя следующее условие: тепловая энергия, выделяющаяся в катушке, полностью рассеивается в окружающую среду через открытую часть катушки и наружную часть сердечника.

Мощность тепловых потерь через открытую часть катушки обозначим через $P_{м}^{IV}$; она складывается из потерь через открытые части боковой и торцовой поверхностей катушки:

$$P_{м}^{IV} = \sigma_{1f}\vartheta_{1м\,w}.$$

Здесь через σ_{1f} обозначена тепловая проводимость между всей открытой частью катушки и окружающей средой. Эта тепловая проводимость складывается из тепловой проводимости $\sigma_{1f\,б}$ между открытой боковой частью катушки [формула (7-8)] и средой и тепловой проводимости $\sigma_{1f\,т}$ между открытой торцовой частью катушки и средой:

$$\sigma_{1f\,т} = \alpha_1 S_{1f\,т}. \tag{7-16}$$

Исследования показали, что среднеповерхностная температура торцовой части катушки примерно на 30% ниже среднеповерхностной температуры боковой части катушки.[1] Учитывая это обстоятельство, можно считать

$$\sigma_{1f} = \sigma_{1f\,б} + 0{,}7\,\sigma_{1f\,т}. \tag{7-17}$$

Мощность $P_{м}^{V}$ тепловых потерь через наружную часть сердечника на основании закона Ньютона равна:

$$P_{м}^{V} = \sigma_{2f}\bar{\vartheta}_{2м},$$

где σ_{2f} — тепловая проводимость между открытой частью сердечника и окружающей средой; структура σ_{2f} имеет вид:

$$\sigma_{2f} = \alpha_1 S_{2f}. \tag{7-18}$$

Таким образом, сформулированное выше условие можно представить в математической форме

$$P_{м} = \sigma_{1f}\vartheta_{1м\,w} + \sigma_{2f}\bar{\vartheta}_{2м}, \tag{7-19}$$

откуда находим связь между температурами $\vartheta_{1м\,w}$ и $\bar{\vartheta}_{2м}$:

$$\bar{\vartheta}_{2м} = \frac{P_{м}}{\sigma_{2f}} - \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}}\vartheta_{1м\,w}. \tag{7-20}$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 уравнения (7-5) могут быть определены из условий (7-9), (7-10) и (7-20). Выражения для C_1 и C_2 будут приведены позже.

Зная значения постоянных C_1 и C_2, по формуле (7-5) можно рассчитать температурное поле в катушке, а по формуле (7-20) — в сердечнике при условии, что тепловые потери имеют место только в катушке.

в) Температурное поле трансформатора при наличии тепловых потерь только в сердечнике (магнитопроводе). Аналогичным способом можно найти аналитическое выражение температурного поля

---

[1] Результаты этих исследований приведены в 7-2, д.

трансформатора при наличии активных потерь только во второй и третьей областях трансформатора. Обозначим мощность активных потерь в сердечнике через $P_{ж}$, а возникающие благодаря этим потерям температуры перегрева в катушке и сердечнике через $\vartheta_{1ж}$ (катушка) и $\vartheta_{2ж}$ (сердечник). Так как в катушке источники тепла отсутствуют, уравнение теплопроводности имеет вид

$$\frac{d^2\vartheta_{1ж}}{dx^2} + \frac{1}{x}\frac{d\vartheta_{1ж}}{dx} = 0, \tag{7-21}$$

где

$$\vartheta_{1ж} = t_{1ж} - t_c.$$

Общий интеграл уравнения (7-21) имеет вид

$$\vartheta_{1ж} = C_3 \ln \frac{2x}{D_1} + C_4, \tag{7-22}$$

где C_3' и C_4' — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Сформулируем условие теплообмена на внешней части катушки: тепловой поток, притекающий к внешней поверхности катушки как изнутри, так и со стороны наружной части сердечника, рассеивается открытой боковой поверхностью катушки, т. е.

$$\left.\begin{aligned} -\lambda_1 S_{1б}\frac{d\vartheta_{1ж}}{dx}\Big|_{x=0,5D_1} + (\vartheta_{2ж} - \vartheta_{1ж\,w})\,\sigma_{12б} = \vartheta_{1ж\,w}\sigma_{1fб}, \\ \vartheta_{2ж} = t_{2ж} - t_c, \qquad \vartheta_{1ж\,w} = t_{1ж\,w} - t_c. \end{aligned}\right\} \tag{7-23}$$

Через $t_{1ж\,w}$ обозначена температура наружной стенки катушки (область I) при наличии тепловых потерь только в сердечнике (в железе), т. е.

$$t_{1ж\,w} = t_{1ж}|_{x=0,5D_1}.$$

Структура тепловых проводимостей $\sigma_{12б}$ и $\sigma_{1fб}$ представлена формулами (7-8).

Условия теплообмена на внутренней части катушки таковы: тепловой поток, проходящий через зазор между внутренней частью сердечника и внутренней поверхностью катушки, не изменяясь поступает в катушку, т. е. в зазоре отсутствуют источники или стоки энергии. Математически это условие формулируется следующим образом:

$$\lambda_1 S_{1i}\left(\frac{d\vartheta_{1ж}}{dx}\right)_{x=0,5D_2} = \sigma_{13}(\vartheta_{1ж} - \overline{\vartheta}_{2ж})_{x=0,5D_2}. \tag{7-24}$$

Структура тепловой проводимости σ_{13} представлена формулой (7-11). В граничных условиях (7-23) и (7-24) фигурирует неизвестная величина $\overline{\vartheta}_{2ж}$, которую можно найти, используя закон сохранения энергии: тепловая энергия, выделяющаяся в сердечнике, полностью рассеивается в окружающую среду через открытые

части катушки и сердечника. Рассуждая далее так же, как и при установлении зависимости (7-20), получим

$$\bar{\vartheta}_{2ж} = \frac{P_ж}{\sigma_{2f}} - \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}} \vartheta_{1ж\,w}. \qquad (7\text{-}25)$$

Условия (7-23) — (7-25) позволяют определить постоянные интегрирования C_3 и C_4 и представить формулу (7-22) в виде

$$\vartheta_{1ж} = P_ж \left(C_3 \ln \frac{2x}{D_1} + C_4 \right). \qquad (7\text{-}25а)$$

Зная C_3 и C_4, по формуле (7-25а) можно рассчитать температурное поле катушки, а по формуле (7-25) — температурное поле сердечника.

г) Температурное поле трансформатора при наличии тепловых потерь как в катушке, так и в сердечнике. Для расчета температуры в какой-либо точке трансформатора при одновременном выделении энергии в катушке и сердечнике можно воспользоваться формулой (7-3). Значения тепловых коэффициентов $F_{м\,j}$ и $F_{ж\,j}$ в какой-либо точке трансформатора могут быть легко получены из формул (7-5), (7-20), (7-25) и (7-25а).

Обозначим через $F_{м1}(x)$ тепловой коэффициент в точке x катушки, а через $F_{м2}$ тепловой коэффициент сердечника; аналогичный смысл будут иметь обозначения $F_{ж1}(x)$ и $F_{ж2}$.

Из (7-5) и (7-20) получаем:

$$\left.\begin{aligned} F_{м1}(x) &= C_1 \ln \frac{2x}{D_1} + C_2 - \frac{x^2}{4V_1\lambda_1}, \\ F_{м2} &= \frac{1}{\sigma_{2f}} - \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}} \cdot \frac{\vartheta_{1м\,w}}{P_м}. \end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}26)$$

По определению,

$$\frac{\vartheta_{1м\,w}}{P_м} = F_{м1}\,|_{x=0,5D_1}.$$

Из формулы (7-26) находим $F_{м1}\,|_{x=0,5D_1}$ и подставляем его в выражение для $F_{м2}$, окончательно получаем

$$F_{м2} = \frac{1}{\sigma_{2f}} - \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}} \left(C_2 - \frac{D_1^2}{16V_1\lambda_1} \right). \qquad (7\text{-}27)$$

Аналогичным образом находим выражения для $F_{ж1}(x)$ и $F_{ж2}$:

$$F_{ж1}(x) = C_3 \ln \frac{2x}{D_1} + C_4, \qquad (7\text{-}28)$$

$$F_{ж2} = \frac{1}{\sigma_{2f}} - \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}} C_4. \qquad (7\text{-}29)$$

Приведем выражения для коэффициентов C_1, C_2, C_3, C_4:

$$\left.\begin{aligned}
C_1 &= \frac{\sigma^*}{\sigma_1 M}\left[\frac{R}{\sigma^*}\left(1-\frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}}\right)-N\right],\\
C_2 &= \frac{1}{M}\left[\frac{R}{\sigma_1}\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{13}}-\ln\frac{D_2}{D_1}\right)+N\right],\\
R &= \frac{\sigma^* l_1}{2\sigma_1}+\frac{\sigma_{12б}}{\sigma_{2f}}+l_1,\\
M &= \frac{\sigma^*}{\sigma_{13}}-\frac{\sigma^*}{\sigma_1}\ln\frac{D_2}{D_1}+\frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}}+1,\\
N &= \frac{1}{\sigma_{2f}}+\frac{l_1\sigma_{1f}}{2\sigma_{2f}\sigma_1}+l_2\left(\frac{1}{2\sigma_1}-\frac{1}{\sigma_{13}}\right),\\
l_1 &= \frac{D_1^2}{D_1^2-D_2^2},\quad l_2=\frac{D_2^2}{D_1^2-D_2^2},\\
\sigma^* &= \sigma_{1fб}+\sigma_{12б}\left(1+\frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}}\right),\qquad \sigma_1 = 2\pi\lambda_1 H;
\end{aligned}\right\} \tag{7-30}$$

$$\left.\begin{aligned}
C_3 &= -\frac{\sigma_{1f\,б}}{\sigma_{2f}\sigma_1 M},\\
C_4 &= \frac{1}{M\sigma_{2f}}\left[\frac{\sigma_{12б}}{\sigma_{13}}-\frac{\sigma_{12б}}{\sigma_1}\ln\frac{D_2}{D_1}+1\right].
\end{aligned}\right\} \tag{7-31}$$

Обычно при анализе температурного поля трансформатора целесообразно проводить расчеты для следующих областей: наружная поверхность катушки (s), $x = 0{,}5D_1$; ее внутренняя поверхность (i), $x = 0{,}5D_2$; центральный слой (r), соответствующий среднему диаметру катушки, $x = r = 0{,}5\ (D_1 - D_2)$; сердечник (2) трансформатора. Расчеты можно проводить по формулам (7-3), (7-26) — (7-31), которые для отмеченных выше точек принимают вид:

1) $P_ж = 0$, $P_м \neq 0$,

$$\left.\begin{aligned}
\vartheta_{1s\,м} &= t_{1s\,м}-t_c = P_м\left(C_2-\frac{l_1}{2\sigma_1}\right),\\
\vartheta_{1i\,м} &= t_{1i\,м}-t_c = P_м\left(C_1\ln\frac{D_2}{D_1}+C_2-\frac{l_2}{2\sigma_1}\right),\\
\vartheta_{1r\,м} &= t_{1r\,м}-t_c = P_м\left(C_1\ln\frac{2r}{D_1}+C_2-\frac{l_r}{2\sigma_1}\right),\\
\vartheta_{2м} &= t_{2м}-t_c = P_м\frac{1}{\sigma_{2f}}\left[1-\sigma_{1f}\left(C_2-\frac{l_1}{2\sigma_1}\right)\right],\\
l_r &= \frac{4r^2}{D_1^2-D_2^2};
\end{aligned}\right\} \tag{7-32}$$

2) $P_м = 0$, $P_ж \neq 0$,

$$\left.\begin{aligned}
\vartheta_{1s\,ж} &= t_{1s\,ж} - t_c = P_ж C_4,\\
\vartheta_{1i\,ж} &= t_{1i\,ж} - t_c = P_ж\left(C_3 \ln\frac{D_2}{D_1} + C_4\right),\\
\vartheta_{1r\,ж} &= t_{1r\,ж} - t_c = P_ж\left(C_3 \ln\frac{2r}{D_1} + C_4\right),\\
\vartheta_{2ж} &= t_{2ж} - t_c = P_ж \frac{1}{\sigma_{2f}}(1 - \sigma_{1f}C_4).
\end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}33)$$

Коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 рассчитываются по формулам (7-30) — (7-31).

Результирующее температурное поле при $P_м \neq 0$ и $P_ж \neq 0$ равно

$$\vartheta_{1j} = \vartheta_{1j\,м} + \vartheta_{1j\,ж} \quad (j = s,\ i,\ r,\ 2). \qquad (7\text{-}34)$$

д) Тепловой режим трансформатора, закрепленного на шасси. Формулы (7-30), (7-31) и (7-32), (7-33), количественно характеризующие тепловой режим трансформатора, были получены для случая, когда все наружные поверхности трансформатора омываются газообразной (или жидкой) средой. Чаще всего трансформатор закрепляется на шасси, которое существенно влияет на его тепловой режим: при хорошем тепловом контакте между шасси и сердечником шасси играет роль теплоотвода, при плохом тепловом контакте тепловой режим трансформатора может даже ухудшиться. На рис. 7-3 схематически представлено крепление трансформатора к шасси. Сердечник *5* с помощью обтяжки *1*, лапки *7*, гайки *9*, болта *3* и шайбы *8* крепится к шасси *4*.

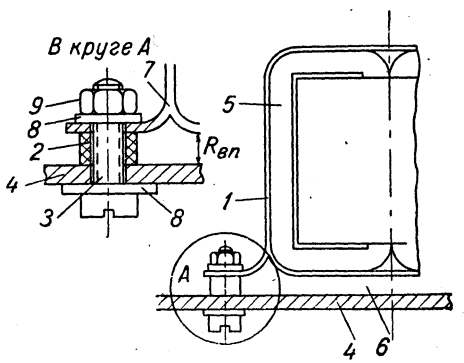


Рис. 7-3. Крепление трансформатора на шасси.

Тепловое сопротивление $R_к$ между сердечником *5* трансформатора и шасси *4* складывается из последовательно-параллельной цепочки тепловых сопротивлений: $R_{вп}$ — теплового сопротивления воздушного промежутка *6* между сердечником трансформатора и шасси; сопротивлений $R_{к1}$ (лапки *7*), $R_{к2}$ (болта *3*), $R_{к3}$ (прокладки *2*). Для рассматриваемой схемы крепления тепловое сопротивление $R_к$ может быть рассчитано по формуле

$$\frac{1}{R_к} = \frac{n}{R_{к1} + \dfrac{R_{к2}R_{к3}}{R_{к2} + R_{к3}}} + \frac{1}{R_{вп}}, \qquad (7\text{-}35)$$

где n — число крепежных соединений, с помощью которых трансформатор крепится к шасси.

Величины тепловых сопротивлений, входящих в формулу (7-35), рассчитываются по формулам для тепловых сопротивлений участков твердого тела.

Тепловое сопротивление лапки $R_{к1}$ равно:

$$R_{к1} = \frac{l_{7л}}{\lambda_{7л} S_{7л}}, \tag{7-36}$$

где $l_{7л}$ — длина лапки от сердечника до болта;
$S_{7л}$ — площадь поперечного сечения лапки;
$\lambda_{7л}$ — коэффициент теплопроводности материала лапки.

Тепловое сопротивление болта равно:

$$R_{к2} = \frac{l_{3б}}{\lambda_{3б} S_{3б}} + \frac{n_к R_{уд}}{S_{38}}, \tag{7-37}$$

где $l_{3б}$ и $S_{3б}$ — длина и площадь поперечного сечения болта;
$\lambda_{3б}$ — коэффициент теплопроводности материала болта;
$R_{уд}$ — удельное тепловое сопротивление контакта пары металлических поверхностей (значения $R_{уд}$ содержатся в табл. 2-2);
n — число контактирующих пар поверхностей;
S_{38} — площадь соприкосновения шайбы *8* и лапки *7* или шасси *4*.

Тепловое сопротивление $R_{к3}$ прокладки *2* равно:

$$R_{к3} = \frac{l_2}{\lambda_2 S_2}, \tag{7-38}$$

где l_2, λ_2, S_2 — толщина, коэффициент теплопроводности материала и площадь поперечного сечения прокладки.

Тепловое сопротивление прослойки обозначим через $R_{вп}$ и будем рассчитывать его по формуле (2-7) для плоской стенки, которая для данного случая примет вид

$$R_{вп} = \frac{\delta_{вп}}{\lambda_{вп} S_{вп}}, \tag{7-39}$$

где $\delta_{вп}$, $S_{вп}$ — толщина зазора и площадь участка поверхности сердечника, на котором происходит теплообмен с шасси;
$\lambda_{вп}$ — эквивалентная теплопроводность зазора; последняя может быть рассчитана по формуле

$$\lambda_{вп} = \lambda_{вт} + \lambda_{вл}. \tag{7-40}$$

В формуле (7-40) через $\lambda_{вт}$ обозначен коэффициент теплопроводности газа, заполняющего зазор, а через $\lambda_{вл}$ — эквивалентный коэффициент теплопроводности за счет радиации, который может быть найден из формул (1-17) и (1-35):

$$\lambda_{вл} = \delta_{вп} \varepsilon f (t_1, t_4),$$

где t_1 и t_4 — температуры обтяжки сердечника и шасси;

ε — приведенная степень черноты. Приведенная степень черноты двух неограниченных плоских поверхностей, согласно (1-39), равна

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_4} - 1}.$$

Тепловой поток от шасси рассеивается в среду; при этом тепловой коэффициент $F_{ш}$ шасси рассчитывается по формулам, приведенным во второй главе.

Тепловая проводимость σ_{2f} между сердечником трансформатора и окружающей средой зависит от условий монтажа трансформатора. Если трансформатор не закреплен на шасси и со всех сторон омывается газообразной (или жидкой) средой, то проводимость σ_{2f} следует рассчитывать по формуле (7-18). В том случае, когда сердечник находится в тепловом контакте с шасси, проводимость σ_{2f} рассчитывается по формуле

$$\sigma_{2f} = \alpha_1 (S_{2f} - S_{2ш}) + \frac{1}{R_к + F_{ш}(r_0)}, \qquad (7\text{-}41)$$

где $S_{2ш}$ — площадь поверхности сердечника, обращенная к шасси;

$F_{ш}(r_0)$ — тепловой коэффициент шасси в области крепления трансформатора (эквивалентный радиус r_0); метод расчета r_0 приведен в 2-5.

Таким образом, если σ_{2f} рассчитывать по (7-41) вместо (7-18), то можно учесть влияние шасси на тепловой режим трансформатора; в остальном расчетные формулы не изменяются.

е) Обоснование некоторых допущений. При построении аналитического метода расчета теплового режима трансформатора предполагалось, что температурное поле в катушке радиально, и не учитывались местные искажения температурного поля. Для уяснения характера температурного поля в катушке методом гидроаналогий [Л. 7-6] было определено температурное поле ограниченного полого цилиндра с внутренним источником энергии. При этом предполагалось, что интенсивность теплообмена на наружной и внутренней поверхностях цилиндра в общем случае разная. Результаты моделирования температурного поля представим в виде критериальной зависимости

$$N = N\left(\frac{z}{D_1}, \quad \frac{x}{D_1}, \quad \frac{D_2}{D_1}, \quad \frac{H}{D_1}, \quad \mathrm{Bi}_1, \quad \mathrm{Bi}_2\right),$$

где

$$N = \frac{2\lambda_1 V \vartheta}{P D_1};$$

V — объем цилиндра;

$\vartheta = \vartheta(x, z)$ — температура перегрева точки (x, z) цилиндра;

$\mathrm{Bi}_1 = \frac{\alpha_1 D_1}{2\lambda_1}$, $\mathrm{Bi}_2 = \frac{\alpha_2 D_1}{2\lambda_1}$ — критерии Био на внешней (коэффициент теплоотдачи α_1) и внутренней (коэффициент теплоотдачи α_2) поверхностях цилиндра;

P — мощность источника энергии в цилиндре;

λ_1 — коэффициент теплопроводности материала цилиндра;

D_1, D_2, H — внешний и внутренний диаметры и высота цилиндра;

x, z — текущие координаты в радиальном и осевом направлениях.

Характер температурного поля определяется характером поля величин критерия N. Задавая на гидромодели различные значения критериев Bi_1 и Bi_2, можно определить N для широкого диапазона значений коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности.

Не вдаваясь в детали метода, остановимся на некоторых окончательных выводах проведенного исследования.

1. Одно из основных предположений о равномерности температурного поля в осевом направлении вблизи середины катушки оправдывается с необходимой для практических целей точностью. Изменение температуры вдоль оси на расстоянии от середины катушки ± 30% высоты, как правило, не превышает 5%.

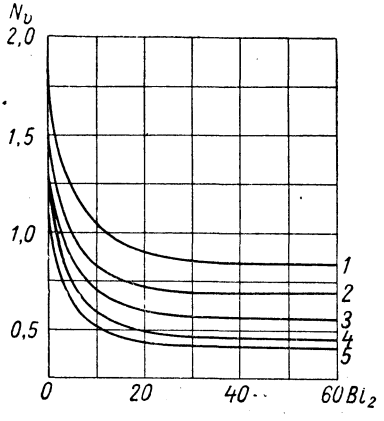


Рис. 7-4. Зависимость $N_v = N_v(\mathrm{Bi}_2)$ при различных значениях Bi_1.

1 — $\mathrm{Bi}_1 = 5$; *2* — $\mathrm{Bi}_1 = 10$; *3* — $\mathrm{Bi}_1 = 20$; *4* — $\mathrm{Bi}_1 = 100$; *5* — $\mathrm{Bi}_1 = \infty$.

2. При разработке теории предполагалось, что средняя температура торцов катушки равна средней температуре боковой поверхности. Для проверки этого предположения была построена зависимость

$$\frac{\bar{N}_т}{\bar{N}_б} = f(\mathrm{Bi}_1, \mathrm{Bi}_2),$$

где Bi_1 и Bi_2 изменялись от 0 до 20. Анализ привел к выводу, что при $\mathrm{Bi}_1 \leqslant 10$ и Bi_2, изменяющемся от 0 до 20, отношение критериев $\frac{\bar{N}_т}{\bar{N}_б}$ остается постоянным и равным 0,7. Заметим, что в условиях естественного охлаждения в воздухе $\mathrm{Bi}_1 = 3 \div 4$, а $\mathrm{Bi}_2 \leqslant 20$. Таким образом, сделанное выше допущение не оправдалось, поэтому при разработке теории было внесено уточнение в структуру тепловой проводимости σ_{1f} (7-7).

3. На гидроинтеграторе была получена зависимость между средним объемным значением критерия N_v и критериями Bi_1 и Bi_2 (рис. 7-4):

$$N_v = N_v(\mathrm{Bi}_1, \mathrm{Bi}_2).$$

Эта зависимость позволит в дальнейшем оценить влияние интенсификации теплообмена на тепловой режим трансформатора.

7-3. Эквивалентная теплопроводность катушки трансформатора

Теплопроводность катушки трансформатора существенно влияет на характер его температурного поля. Катушка трансформатора представляет собой сложную систему тел с различными тепловыми свойствами и состоит из провода, его изоляции, межслоевой изоляции, воздушных включений. Каждый из этих материалов обладает своим коэффициентом теплопроводности, поэтому распределение температуры в катушке должно иметь сложный характер. Например, перепад температур на межслоевой изоляции будет в несколько раз превышать перепад температур на проводе. Однако эти изменения температуры лежат за пределами необходимой точности расчета. При анализе теплового режима трансформатора предполагалось, что активные потери в катушке равномерно распределены по всему ее объему, хотя на самом деле активные потери сосредоточены в медных проводах катушки. Это допущение не вносит существенных неточностей в анализ температурного поля трансформатора. Аналогичное допущение было сделано в отношении теплофизических свойств катушки: теплопроводность катушки считали одинаковой во всех точках.

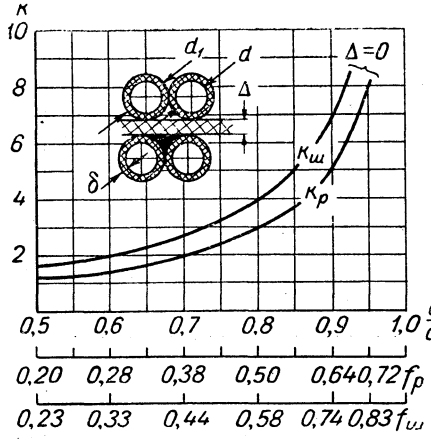


Рис. 7-5. Зависимости коэффициентов $k_ш$ и $k_р$ от отношения $\frac{d}{d_1}$ и коэффициентов заполнения при рядовой ($f_р$) и шахматной ($f_ш$) укладке проводов.

Заменим реальную катушку однородным телом такой же формы и таких же размеров и с теми же условиями теплообмена на границах. Требуется найти эквивалентную теплопроводность «замещающего тела», при которой его температурное поле соответствовало бы температурному полю реальной катушки. Решение этой задачи дано М. А. Любчиком [Л. 7-7]; не останавливаясь на теоретическом обосновании метода, изложим порядок расчета.

Укладка проводов в катушке может быть рядовой или шахматной. Между слоями проводов иногда помещают межслоевую прокладку. Пространство между проводами и прокладкой может быть заполнено воздухом или специальным компаундом.

Будем характеризовать свойства обмотки следующими параметрами (рис. 7-5): d — диаметр провода без изоляции; d_1 — диаметр провода с изоляцией; δ — толщина изоляции; λ_1 — коэффициент теплопроводности материала изоляции; Δ — толщина прокладки; λ_3 — коэффициент теплопроводности материала прокладки; $2b$ — эквивалентная толщина участка, заполненного воздухом или компаундом; λ_2 — коэффициент теплопроводности этого заполнителя. На рис. 7-5 один из таких участков зачернен.

Эквивалентная толщина $2b$ может быть найдена по следующим формулам:

рядовая укладка проводов

$$2b = 0{,}5d_1\left[2 - \sqrt{1 - \left(\frac{d}{d_1}\right)^2} - \frac{d_1}{d}\arcsin\frac{d}{d_1}\right]; \qquad (7\text{-}42)$$

шахматная укладка проводов

$$2b = 0{,}5d_1\left[2 - 0{,}5\sqrt{4 - \left(\frac{d}{d_1}\right)^2} - \frac{2d_1}{d}\arcsin\frac{d}{2d_1}\right]. \qquad (7\text{-}43)$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_и$ рассчитывается по формуле

$$\lambda_и = \frac{2\delta + 2b + \Delta}{\frac{2\delta}{\lambda_1} + \frac{2b}{\lambda_2} + \frac{\Delta}{\lambda_3}}. \qquad (7\text{-}44)$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности λ_1 катушки в направлении, перпендикулярном ее оси, равен:

$$\lambda_\perp = k_{р\perp}\lambda_и, \quad \lambda_\perp = k_{ш\perp}\lambda_и. \qquad (7\text{-}45)$$

Аналогично теплопроводность обмотки в направлении, параллельном оси, равна

$$\lambda_\parallel = k_{р\parallel}\lambda_и, \quad \lambda_\parallel = k_{ш\parallel}\lambda_и, \qquad (7\text{-}45а)$$

где коэффициенты $k_р$ и $k_ш$ учитывают распределение линий теплового потока в зависимости от характера укладки проводов (рядовая или шахматная), а также диаметра провода, толщины изоляции и межслоевых прокладок в катушке трансформатора.

При отсутствии межслоевых изоляционных прокладок для рядовой и шахматной укладки проводов коэффициенты $k_р$ и $k_ш$ могут быть найдены с помощью рис. 7-5. Если между слоями проводов имеются межслоевые изоляционные прокладки, то эти коэффициенты можно рассчитывать по следующим формулам:

1) рядовая укладка проводов

$$\left.\begin{aligned} k_{р\perp} &= \frac{1+\beta+\gamma}{1+\beta}\left[\frac{1+\beta+\gamma}{1{,}41\sqrt{\gamma+\beta+\gamma\beta}}\left(\arcsin\frac{1}{1+\beta+\gamma} + \right.\right. \\ &\left.\left. + 1{,}57\right) - 1{,}57\right], \\ k_{р\parallel} &= \frac{1+\beta}{1+\beta+\gamma}\left[\frac{1+\beta}{1{,}41\sqrt{\beta}}\left(\arcsin\frac{1}{1+\beta} + 1{,}57\right) - 1{,}57\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}46)$$

2) шахматная укладка проводов

$$\left.\begin{aligned} k_{\text{ш}\perp} &= \sqrt{3+4\varkappa}\left[\frac{1+\beta+\gamma}{1{,}41\sqrt{\beta+\gamma+\beta\gamma}}\left(\arcsin\frac{1-6{,}4(\beta+\gamma)}{1+7{,}4(\beta+\gamma)}+\right.\right.\\ &\left.+1{,}57\right)-0{,}52\Bigg],\\ k_{\text{ш}\parallel} &= \frac{1}{\sqrt{3+4\varkappa}}\left\{\left[\frac{1+\beta+\gamma}{1{,}41\sqrt{\beta+\gamma+\beta\gamma}}\left(\arcsin\frac{1-6{,}4(\beta+\gamma)}{1+7{,}4(\beta+\gamma)}+\right.\right.\right.\\ &\left.+1{,}57\right)-0{,}52\Bigg]+2\left[\frac{1+\beta}{1{,}41\sqrt{\beta}}\left(\arcsin\frac{1-6{,}4\beta}{1+7{,}4\beta}+\right.\right.\\ &\left.\left.\left.+1{,}57\right)-0{,}52\Bigg]\right\},\end{aligned}\right\} \quad (7\text{-}47)$$

где

$$\beta=\frac{2\delta}{d},\quad \gamma=\frac{\Delta}{d},\quad \varkappa=\frac{\Delta}{\frac{d}{2}+\delta}.$$

По данным Любчика, расхождение расчетных и экспериментальных значений эквивалентного коэффициента теплопроводности не превышает 5%.

Приведенные выше формулы справедливы для идеальной укладки проводов. Однако практически очень часто реальный коэффициент заполнения окна обмотки медью бывает ниже идеального. В этом случае величину β можно вычислить по следующим формулам, исходя из реального коэффициента заполнения f [Л. 7-7]: [1]

при рядовой укладке проводов

$$\beta=\sqrt{\frac{\pi}{4f_{\text{р}}\left(1+\frac{\Delta}{d_1}\right)}}-1,$$

при шахматной укладке проводов

$$\beta=\sqrt{\frac{\pi}{2f_{\text{ш}}\sqrt{3+4\frac{\Delta}{d_1}+\left(\frac{\Delta}{d_1}\right)^2}}}-1.$$

Величины γ и $\varkappa$ связаны с β следующими соотношениями:

$$\gamma=(1+\beta)\frac{\Delta}{d_1},\quad \varkappa=\frac{2\gamma}{1+\beta}.$$

Следует отметить, что предложенные формулы нуждаются в более тщательной теоретической и экспериментальной проверке.

Пример 7-1.

Рассчитать эквивалентный коэффициент теплопроводности пропитанной обмотки из провода ПЭЛ-0,8 при шахматной укладке без межслоевых прокладок (считать укладку проводов идеальной). Параметры обмотки: $d=0{,}80$ *мм*; $d_1=0{,}89$ *мм*;

[1] Коэффициент заполнения обмотки медью равен отношению площади меди к площади окна намотки.

коэффициент теплопроводности материала изоляции $\lambda_1 = 0{,}25$ *вт/м·град*; коэффициент теплопроводности компаунда $\lambda_2 = 0{,}15$ *вт/м·град*.

Решение.

По формуле (7-43) находим эквивалентную толщину заполнителя

$$2b = 0{,}5 \cdot 0{,}89 \cdot 10^{-3} \left[2 - 0{,}5 \sqrt{4 - \left(\frac{0{,}80}{0{,}89} \right)^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{2 \cdot 0{,}89}{0{,}80} \arcsin \frac{0{,}80}{2 \cdot 0{,}89} \right] = 0{,}28 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

По формуле (7-44) определяем $\lambda_и$:

$$\lambda_и = \frac{2 \cdot 0{,}045 \cdot 10^{-3} + 0{,}28 \cdot 10^{-3}}{\frac{2 \cdot 0{,}045 \cdot 10^{-3}}{0{,}25} + \frac{0{,}28 \cdot 10^{-3}}{0{,}15}} = 0{,}183 \text{ вт/м·град}.$$

Из графика рис. 7-5 для $\frac{d}{d_1} = 0{,}9$ находим $k_ш = 6{,}8$ и по формуле (7-5) рассчитываем эквивалентный коэффициент теплопроводности катушки в направлении, перпендикулярном ее оси:

$$\lambda_\perp = 6{,}8 \cdot 0{,}183 \approx 1{,}2 \text{ вт/м·град}.$$

Заметим, что проведенный нами опыт с рассмотренной здесь обмоткой дал коэффициент ее теплопроводности $\lambda_\perp = 1{,}1$ *вт/м·град*.

7-4. Охлаждение трансформаторов введением в их катушку медных шин

Один из эффективных способов снижения температуры катушки трансформатора состоит в дополнительном отводе тепла из центральных слоев катушки. Это относится в первую очередь к крупным радиотехническим трансформаторам с непропитанными обмотками. Возможны различные конструктивные решения отвода тепла от центральных слоев: ввод фитилей испарителей жидкости с невысокой температурой испарения [Л. 7-17], ввод медных шин в центральные слои обмотки, устройство воздушных каналов и пр. Наиболее простым с конструктивной и технологической точки зрения является отвод тепла от центральных слоев обмотки к шасси, на котором крепится трансформатор, с помощью медных шин. Ниже приводится теория теплового режима трансформатора с дополнительным отводом тепла за счет медных шин.

На рис. 7-6 схематически представлена часть трансформатора броневого типа, в центральные слои обмотки которого на расстоянии $0{,}5\,D_m$ от оси симметрично вмонтированы две шины *1*. С помощью болта *2* осуществляется хороший тепловой контакт шины с шасси *3*.

Как и во всех предыдущих случаях, для упрощения получаемых формул, необходимо схематизировать температурное поле обмотки с шинами. Эти упрощения сводятся к следующему.

Так как теплопроводность обмотки в радиальном направлении в сотни раз меньше теплопроводности в направлении витков, можно считать, что в тепловом отношении шины *1* делят обмотку на две взаимно характерные зоны *А* и *Б* (рис. 7-6, *а* и 7-7). Кроме того,

при выводе формул будем пренебрегать толщиной шины по сравнению с диаметром катушки.

Сформулируем аналитически законы переноса тепловой энергии в трансформаторе с шинами. При этом общая схема построения

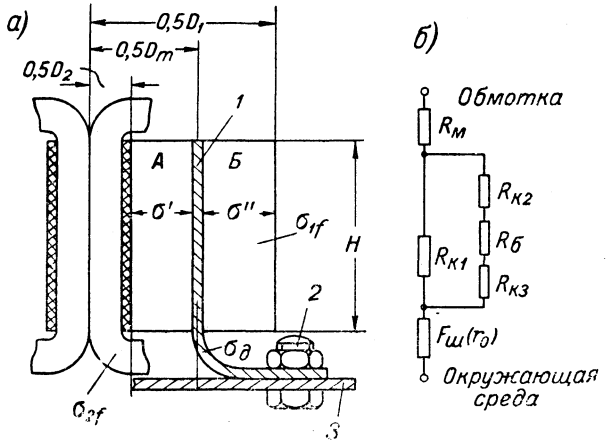


Рис. 7-6. Положение медной шины в катушке трансформатора и монтаж ее к шасси.

теории остается прежней: рассматриваем температурное поле трансформатора сначала при наличии тепловых потерь только в катушке, а затем — только в сердечнике.

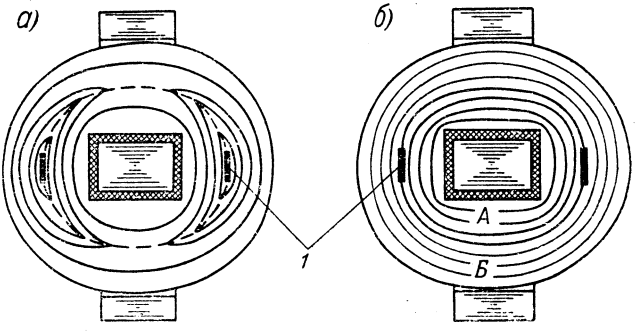


Рис. 7-7. Реальное (*а*) и схематизированное (*б*) распределение изотерм в катушке с шинами.

Рассмотрим температурное поле трансформатора с шиной при наличии тепловых потерь только в катушке. Температурное поле в области A описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^2\vartheta_{1\text{м}\,A}}{dx^2}+\frac{1}{x}\frac{d\vartheta_{1\text{м}\,A}}{dx}=-\frac{P_\text{м}}{\lambda_1 V_1}\ (0{,}5D_2\leqslant x\leqslant 0{,}5D_m),$$

общий интеграл которого имеет вид

$$\vartheta_{1\text{м}\,A}=P_\text{м}\left(C_{1A}\ln\frac{2x}{D_m}+C_{2A}-\frac{x^2}{4V_1\lambda_1}\right), \qquad (7\text{-}48)$$

Здесь $0{,}5D_м$ — расстояние от оси катушки до шины (рис. 7-6);

$\vartheta_{1м\,А} = t_{1м\,А} - t_с$ — температура перегрева области $А$ катушки при наличии тепловых потерь только в катушке.

Аналогичный вид имеет решение уравнения теплопроводности для области $Б$, температуру перегрева которой обозначим через $\vartheta_{1м\,Б}$:

$$\left.\begin{aligned}\vartheta_{1м\,Б} = P_м\left(C_{1Б}\ln\frac{2x}{D_m} + C_{2Б} - \frac{x^2}{4V_1\lambda_1}\right),\\ 0{,}5D_m \leqslant x \leqslant 0{,}5D_1.\end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}49)$$

Сформулируем на основе закона сохранения энергии условия теплообмена на границах области $А$. На внутренней поверхности $x = 0{,}5D_2$ уравнение теплового баланса имеет вид, аналогичный (7-10):

$$\lambda_1 S_{1i}\left(\frac{d\vartheta_{1м\,А}}{dx}\right)_{x=0{,}5D_2} = \sigma_{13}\left(\vartheta_{1м\,А} - \frac{\bar{\vartheta}_{2м}}{\psi}\right), \qquad (7\text{-}50)$$

где приняты те же обозначения, что и в формуле (7-10); в дальнейшем будем полагать коэффициент $\psi = 1$ (см. обоснование, приведенное в 7-2, б).

На границе между областями $А$ и $Б$ ($x = 0{,}5D_m$) притекающие к шинам тепловые потоки полностью отводятся шинами к шасси. Математически это условие может быть записано следующим образом:

$$-\lambda_1 S_m\left(\frac{d\vartheta_{1м\,А}}{dx}\right)_{x=0{,}5D_m} + \lambda_1 S_m\left(\frac{d\vartheta_{1м\,Б}}{dx}\right)_{x=0{,}5D_m} = \sigma_g\vartheta_g, \qquad (7\text{-}51)$$

где S_m — площадь поверхности цилиндра радиусом $x = 0{,}5D_m$ и высотой H;

σ_g — тепловая проводимость между шинами и окружающей средой;

$\vartheta_g = t_g - t_с$ — температура перегрева внутренней части шины над окружающей средой.

Кроме того, на границе областей $А$ и $Б$ катушки не должно быть температурного скачка, т. е.

$$\vartheta_{1м\,А}|_{x=0{,}5D_m} = \vartheta_{1м\,Б}|_{x=0{,}5D_m}. \qquad (7\text{-}52)$$

На наружной поверхности $x = 0{,}5D_1$ катушки трансформатора процессы переноса и рассеяния тепловой энергии математически описываются аналогично (7-9), т. е.

$$-\lambda_1 S_{1Б}\left(\frac{d\vartheta_{1м\,Б}}{dx}\right)_{x=0{,}5D_1} = \sigma_{1fб}\vartheta_{1м\,Б}|_{x=0{,}5D_1} + \\ + \sigma_{12б}(\vartheta_{1м\,Б} - \bar{\vartheta}_{2м})|_{x=0{,}5D_1}. \qquad (7\text{-}53)$$

В граничных условиях (7-50) и (7-53) фигурирует величина $\vartheta_{2м}$, которую можно выразить через $\vartheta_{1м\,Б}|_{0{,}5D_1}$, используя следующее условие: тепловая энергия, выделяющаяся в катушке, полностью

рассеивается в окружающую среду через открытую часть катушки, наружную часть сердечника и шину.

При составлении уравнения (7-20) были найдены выражения для тепловых потоков, рассеиваемых в окружающую среду через открытую часть катушки и наружную часть сердечника. Используя эти выражения, запишем сформулированное выше условие теплообмена

$$P_{\text{м}} = \sigma_{1f}\vartheta_{1\text{м}\,Б}\,|_{x=0,5D_1} + \sigma_{2f}\overline{\vartheta}_{2\text{м}} + \sigma_g\vartheta_g. \qquad (7\text{-}54)$$

Температуру перегрева ϑ_g шины нетрудно найти из уравнения (7-49), полагая в последнем $x = 0{,}5D_m$:

$$\vartheta_{1\text{м}\,Б}\,|_{x=0,5D_m} = \vartheta_g = P_{\text{м}}\left(C_{2б} - \frac{D_m^2}{16V_1\lambda_1}\right). \qquad (7\text{-}55)$$

Используя уравнения (7-49), (7-54) и (7-55), выразим $\overline{\vartheta}_{2\text{м}}$ через $\vartheta_{1\text{м}\,Б}$:

$$\overline{\vartheta}_{2\text{м}} = P_{\text{м}}\frac{1}{\sigma_{2f}}\left[1 - \sigma_{1f}\left(C_{1Б}\ln\frac{D_1}{D_m} + C_{2Б} - \frac{D_1^2}{16V_1\lambda_1}\right) + \right.$$
$$\left. + \sigma_g\left(C_{2Б} - \frac{D_m^2}{16V_1\lambda_1}\right)\right]. \qquad (7\text{-}56)$$

Решая систему уравнений (7-48) — (7-53) относительно C_{1A}, C_{2A}, $C_{1Б}$, $C_{2Б}$ и принимая во внимание условия (7-55), (7-56), получим:

$$\left.\begin{aligned} C_{1A} &= C_{1Б} - \frac{\sigma_g}{\sigma_1}\left(C_2 - \frac{l_m}{2\sigma_1}\right), \quad C_{1Б} = \frac{\frac{g}{\sigma^*}R_1S - N_1}{\frac{\sigma_1}{\sigma^*}M_1}, \\ C_{2A} &= C_{2Б} = C_2 = \frac{g}{\sigma^*}\left[R_1 - C_{1Б}\sigma_1\left(\frac{\sigma^*}{\sigma_1}\ln\frac{D_1}{D_m} + 1\right)\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}57)$$

В формулах (7-57) приняты следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} R_1 &= l_1\left(1 + \frac{\sigma^*}{2\sigma_1}\right) + \frac{\sigma_{12б}}{\sigma_{2f}}\left(1 + \frac{l_m\sigma_g}{2\sigma_1}\right), \\ S &= 1 + \frac{\sigma_{1f} + \sigma_g}{\sigma_{2f}} + \frac{\sigma_g}{\sigma_1}\ln\frac{D_m}{D_2}, \\ N_1 &= l_2\left(\frac{1}{2\sigma_1} - \frac{1}{\sigma_{13}}\right) + \frac{\sigma_g l_m}{2\sigma_1}\left(\frac{1}{\sigma_{13}} + \frac{1}{\sigma_1}\ln\frac{D_m}{D_2}\right) + \\ &\quad + \frac{1}{\sigma_{2f}}\left(1 + \frac{l_1\sigma_{1f} + l_m\sigma_g}{2\sigma_1}\right), \\ M_1 &= \frac{\sigma^*}{\sigma_{13}} + \frac{\sigma^*}{\sigma_1}\ln\frac{D_m}{D_2} - \frac{\sigma^*\sigma_{1f}}{\sigma_{2f}\sigma_1}\ln\frac{D_1}{D_m} + \\ &\quad + gS\left(\frac{\sigma^*}{\sigma_1}\ln\frac{D_1}{D_m} + 1\right), \\ g &= \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{12б}\sigma_g}{\sigma_{2f}\sigma^*}}, \quad l_k = \frac{D_k^2}{D_1^2 - D_2^2} \quad (k = 1,\ 2;\ m). \end{aligned}\right\} \qquad (7\text{-}58)$$

Рассмотрим способ расчета полной тепловой проводимости одной шины. На рис. 7-6, *а* представлен способ крепления шины к шасси, а на рис. 7-6, *б* указана схема соединения тепловых сопротивлений отдельных элементов крепления. Здесь приняты следующие обозначения тепловых сопротивлений: $R_м$ — медной шины; $R_{к1}$ — контакта между шиной и шасси; $R_{к2}$ — контакта между шиной и гайкой; $R_{к3}$ — контакта между болтом и шасси; $R_б$ — болта. Через $F_ш(r_0)$ обозначен тепловой коэффициент шасси в месте крепления шины. Из приведенной схемы нетрудно найти структуру тепловой проводимости σ_0 для одной шины:

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{\sigma_0} &= R_м + \frac{R_{к1}(R_{к2}+R_б+R_{к3})}{R_{к1}+R_{к2}+R_б+R_{к3}} + F_ш(r_0), \\ R_{к\,i} &= \frac{(R_{уд})i}{S_{к\,i}} \quad (i=1,\ 2,\ 3); \\ R_м &= \frac{L_м}{\lambda_м S_м}, \quad R_б = \frac{\delta_б}{\lambda_б S_б}, \end{aligned}\right\} \tag{7-59}$$

где $L_м$, $S_м$, $\lambda_м$ — длина, площадь поперечного сечения и коэффициент теплопроводности открытой части медной шины.

В случае применения нескольких шин полная их проводимость σ_g находится суммированием проводимостей отдельных шин. В частности, при наличии двух одинаковых шин

$$\sigma_g = 2\sigma_0. \tag{7-60}$$

Формулы (7-48), (7-49), (7-56) — (7-58) носят более общий характер по сравнению с формулами (7-5,) (7-20), (7-30) и становятся тождественными последним при $\sigma_g = 0$, $D_m = D_1$. Температурное поле трансформатора с шинами при наличии тепловых потерь только в сердечнике незначительно отличается от температурного поля трансформатора без шин, активные потери которого имеют место также только в сердечнике. Поэтому расчет этого температурного поля можно проводить по формулам (7-25), (7-25а), (7-31).

7-5. Инженерный метод расчета тепловых характеристик трансформаторов

Тепловой характеристикой трансформатора условимся называть зависимость температуры перегрева в какой-либо точке трансформатора от мощности активных потерь. При этом можно искать зависимость температуры перегрева от суммарной мощности

$$P = P_м + P_ж$$

потерь или от какой-нибудь ее составляющей, т. е. от $P_м$ при $P_ж = \text{const}$ или от $P_ж$ при $P_м = \text{const}$.

Так как коэффициент теплоотдачи трансформатора изменяется с температурой его поверхности, которая в свою очередь зависит от мощности активных потерь, то тепловые характеристики трансформатора нелинейны. Это обстоятельство заставляет при расчете

тепловых характеристик придерживаться метода, принятого выше для других радиодеталей.

Изложим схему расчета тепловых характеристик трансформатора.

Исходными данными являются: размеры отдельных элементов трансформатора; коэффициенты теплопроводности материалов; температура окружающей среды и условия теплообмена (естественная или вынужденная конвекция); геометрические и физические параметры шасси (размеры, место крепления трансформатора на шасси, коэффициент теплопроводности материала шасси и степени черноты его поверхностей); степень черноты поверхности катушки и сердечника трансформатора.

1. По формулам (7-42) — (7-47) рассчитывается эквивалентный коэффициент теплопроводности обмотки. Исходными для расчета данными являются: диаметры провода с изоляцией и без нее; толщина межслоевых прокладок; коэффициенты теплопроводности изоляции провода, прокладок и среды, заполняющей межвитковое пространство (воздух или компаунд); коэффициент заполнения окна катушки медью.

2. Рассчитывается зависимость коэффициента теплоотдачи трансформатора от полной мощности P выделяющихся в нем активных потерь. Для этого вначале задают несколько значений среднеповерхностной температуры t_s трансформатора и рассчитывают соответствующие им коэффициенты теплоотдачи по формуле

$$\alpha = \alpha_к + \alpha_л = K_т A_2 \left(\frac{t_s - t_c}{H}\right)^{\frac{1}{4}} + \varepsilon f(t_s,\ t_c)\ [вт/м^2 \cdot град], \qquad (7\text{-}61)$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_л$ — конвективная и радиационная составляющие коэффициента теплоотдачи;

$K_т = 0{,}9$ — эмпирический коэффициент, учитывающий специфику теплообмена типичных конструкций радиотехнических трансформаторов;

A_2 — коэффициент, находится из табл. 1-5;

H — высота катушки в $м$;

ε — степень черноты поверхности трансформатора;

f находится из табл. 1-11.

По результатам расчета строится зависимость $\alpha = \alpha(t_s)$. Зависимость мощности P, рассеиваемой трансформатором, от среднеповерхностной температуры t_s может быть рассчитана по формуле

$$P = \alpha (t_s - t_c) S, \qquad (7\text{-}62)$$

где S — теплоотдающая поверхность трансформатора.

3. По формулам (7-1) и (7-2) рассчитываются активные потери в катушке и магнитопроводе трансформатора; по построенным графикам определяется соответствующий данной суммарной мощности активных потерь коэффициент теплоотдачи трансформатора.

4. По формулам (7-8), (7-11), (7-16) — (7-18) определяются тепловые проводимости $\sigma_{1fб}$, σ_{126}, σ_{13}, $\sigma_{1fт}$, σ_{1f}, σ_{2f}; по формуле (7-30) находятся тепловые проводимости σ_1, σ^*. Если трансформатор

закреплен на шасси, то тепловая проводимость σ_{2f} рассчитывается не по формуле (7-18), а по формуле (7-41). Если в катушку трансформатора вмонтированы шины, то тепловая проводимость σ_g шины рассчитывается по формуле (7-60).

5. По формулам (7-30), (7-31) или (7-57), (7-58), рассчитываются коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 или C_{1A}, $C_{1Б}$, C_{2A}, $C_{2Б}$, C_3, C_4.

6. По формулам (7-26) — (7-29) определяются параметры $F_{м1}$, $F_{м2}$, $F_{ж1}$, $F_{ж2}$ и по формуле (7-3) — температурное поле трансформатора. Тот же расчет можно выполнить по формулам (7-32) — (7-34). Для трансформатора с шиной заключительный этап расчета проводится по формулам (7-48), (7-49), (7-57), (7-58), (7-22), (7-25), (7-34).

Пример 7-2.

Рассчитать температурное поле трансформатора питания броневого типа, геометрические и физические параметры которого приведены ниже. Трансформатор со всех сторон омывается воздухом; теплообмен с неограниченной окружающей средой происходит в условиях естественной конвекции, температура воздуха $t_c = 25°$ С. Мощность активных потерь трансформатора $P = 25$ *вт*. При этом 10% активных потерь приходятся на сердечник, а 90% — на катушку трансформатора.

Исходные данные для расчета

Геометрические параметры катушки и сердечника трансформатора[1]: $D_1 = 0{,}069$ *м*; $D_2 = 0{,}020$ *м*; $H = 0{,}076$ *м*; $S_{1б} = 1{,}85 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{12б} = 0{,}32 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{1f\,б} = 1{,}53 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{1i} = 0{,}55 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{1т} = 0{,}68 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{1f\,т} = 0{,}53 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{2f} = 1{,}20 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_1 = 3{,}25 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $V_1 = 2{,}60 \cdot 10^{-4}$ *м*^{3}; $\delta_{12б} = 0{,}15 \cdot 10^{-2}$ *м*; $S_{2ш} = 29{,}0$ *см*^{2}; $\delta_{13} = 0{,}1 \cdot 10^{-2}$ *м*; $\lambda_{12б} = 3{,}4 \cdot 10^{-2}$ *вт/м·град* (воздух); $\lambda_{13} = 9{,}65 \cdot 10^{-2}$ *вт/м·град* (бумага); $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0{,}9$.

Геометрические и физические параметры обмотки[2]: $d = 0{,}054 \cdot 10^{-2}$ *м*; $\delta = 0{,}025 \cdot 10^{-3}$ *м*; $\Delta = 0{,}012 \cdot 10^{-2}$ *м*; $d_1 = 0{,}059 \cdot 10^{-2}$ *м*; $\lambda_1' = 0{,}23$ *вт/м·град* (лак); $\lambda_2 = 3{,}4 \cdot 10^{-2}$ *вт/м·град* (воздух); $\lambda_3 = 9{,}65 \cdot 10^{-2}$ *вт/м·град* (бумага).

Коэффициент заполнения катушки $f = 0{,}44$. Укладка проводов рядовая.

Решение.

1. Эквивалентная теплопроводность λ_1 обмотки. По формуле (7-42) находим эквивалентную толщину заполнителя

$$2b = 0{,}5 \cdot 0{,}59 \cdot 10^{-3}\left[2 - \sqrt{1 - \left(\frac{0{,}054}{0{,}059}\right)^2} - \frac{0{,}059}{0{,}054}\arcsin\frac{0{,}054}{0{,}059}\right] =$$

$$= 0{,}13 \cdot 10^{-3}\ м = 0{,}13\ мм.$$

По формуле (7-44) находим эквивалентный коэффициент теплопроводности изоляции

$$\lambda_и = \frac{(2 \cdot 0{,}025 + 0{,}13 + 0{,}12)\ 10^{-3}}{\frac{2 \cdot 0{,}025 \cdot 10^{-3}}{0{,}23} + \frac{0{,}13 \cdot 10^{-3}}{3{,}4 \cdot 10^{-2}} + \frac{0{,}12 \cdot 10^{-3}}{9{,}65 \cdot 10^{-2}}} = 6{,}15 \cdot 10^{-2}\ вт/м \cdot град.$$

---

[1] Обозначения параметров трансформатора приведены в 7-2, а.

[2] Обозначения параметров обмотки приведены в 7-3.

Находим по формуле (7-46) коэффициент $k_р$:

$$\beta = \sqrt{\frac{\pi}{4 \cdot 0{,}44\left(1 + \frac{0{,}012}{0{,}059}\right)}} - 1 = 0{,}21; \quad \gamma = (1 + 0{,}21)\frac{0{,}012}{0{,}059} = 0{,}24;$$

$$k_р = \frac{1{,}00 + 0{,}21 + 0{,}24}{1{,}00 + 0{,}21} \times$$

$$\times \left[\frac{1 + 0{,}21 + 0{,}24}{\sqrt{2\,(0{,}21 + 0{,}24 + 0{,}21 \cdot 0{,}24)}}\left(1{,}57 + \arcsin\frac{1}{1 + 0{,}21 + 0{,}24}\right) - 1{,}57\right] = 2{,}22.$$

По формуле (7-45) определяем эквивалентный коэффициент теплопроводности обмотки

$$\lambda_1 = 2{,}22 \cdot 6{,}15 \cdot 10^{-2} = 0{,}137 \ вт/м \cdot град.$$

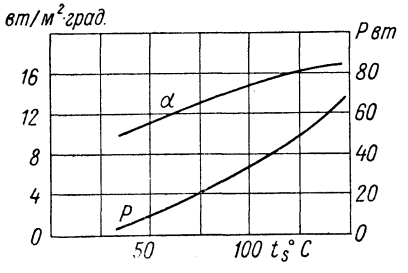


Рис. 7-8. Зависимости $\alpha = \alpha\,(t_s)$ и $P = P\,(t_s)$.

2. Зависимость коэффициента теплоотдачи трансформатора и рассеиваемой им мощности от среднеповерхностной температуры трансформатора. Эти зависимости будем рассчитывать по формулам (7-61) и (7-62) для ряда значений среднеповерхностной температуры трансформатора. Промежуточные и окончательные результаты расчета представлены в табл. 7-1.

По данным табл. 7-1 построены зависимости $\alpha\,(t_s)$ и $P\,(t_s)$, показанные на рис. 7-8.

3. Мощность активных потерь в трансформаторе задана: $P = 25$ *вт*. Дальнейший расчет будем проводить для этого значения мощности, которому, согласно рис. 7-8, соответствуют: $t_s = 82°$ С и $\alpha = 13{,}4$ *вт/м²·град*.

4. Рассчитаем тепловые проводимости отдельных частей трансформатора. По формуле (7-8) находим:

$$\sigma_{12б} = \frac{3{,}4 \cdot 10^{-2} \cdot 32 \cdot 10^{-4}}{0{,}15 \cdot 10^{-2}} = 7{,}25 \cdot 10^{-2} \ вт/град;$$

$$\sigma_{1f\,б} = 13{,}4 \cdot 153 \cdot 10^{-4} = 20{,}5 \cdot 10^{-2} \ вт/град.$$

По формуле (7-11) находим

$$\sigma_{13} = \frac{9{,}65 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}55 \cdot 10^{-2}}{0{,}1 \cdot 10^{-2}} = 52{,}8 \cdot 10^{-2} \ вт/град.$$

Таблица 7-1

Расчет коэффициента теплоотдачи трансформатора

Параметр	Единицы измерения	Среднеповерхностная температура трансформатора (°С)				
		35	55	95	125	145
$t_s - t_c$	*град*	10	30	70	100	120
t_m	°С	30	40	60	75	85
A_2	*вт/м*$^{7/4}$*·град*$^{5/4}$	1,36	1,34	1,31	1,30	1,29
$\alpha_к$	*вт/м²·град*	4,30	5,40	6,60	7,15	7,50
$f\,(t_s,\ t_c)$	то же	6,35	7,07	8,51	9,78	10,50
$\alpha_л$	»	5,70	6,30	7,65	8,80	9,45
α	»	10,00	11,70	14,35	15,95	16,95
P	*вт*	3,25	11,4	32,6	52,0	69,0

По формулам (7-16)—(7-17) находим:

$$\sigma_{1f\,т} = 13{,}4 \cdot 53 \cdot 10^{-4} = 7{,}10 \cdot 10^{-2}\ вт/град;$$

$$\sigma_{1f} = (20{,}5 + 0{,}7 \cdot 7{,}10) \cdot 10^{-2} = 25{,}5 \cdot 10^{-2}\ вт/град.$$

Находим тепловую проводимость σ_1:

$$\sigma_1 = 2\pi\lambda_1 H = 2\pi \cdot 0{,}137 \cdot 7{,}60 \cdot 10^{-2} = 6{,}6 \cdot 10^{-2}\ вт/град.$$

Пусть трансформатор со всех сторон омывается воздухом; по формуле (7-18) находим тепловую проводимость

$$\sigma_{2f} = 13{,}4 \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-2} = 16{,}1 \cdot 10^{-2}\ вт/град.$$

Проводимость σ^*, согласно (7-30), равна:

$$\sigma^* = 20{,}5 \cdot 10^{-2} + 7{,}25 \cdot 10^{-2} \left(1 + \frac{25{,}5}{16{,}1}\right) = 39{,}4 \cdot 10^{-2}\ вт/град.$$

5. Рассчитаем коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 для случая, когда трансформатор не укреплен на шасси. По формулам (7-30) и (7-31) находим $l_1 = 1{,}09$, $l_2 = 0{,}09$, $l_m = 0{,}45$,

$$R = \frac{39{,}4 \cdot 1{,}09}{2 \cdot 6{,}6} + \frac{7{,}25}{16{,}1} + 1{,}09 = 4{,}79;$$

$$N = \frac{10^2}{16{,}1} + \frac{1{,}09 \cdot 25{,}5 \cdot 10^2}{2 \cdot 16{,}1 \cdot 6{,}6} + 0{,}09 \left(\frac{10^2}{2 \cdot 6{,}6} - \frac{10^2}{52{,}8}\right) = 19{,}80\ град/вт;$$

$$M = \frac{39{,}4}{52{,}8} - \frac{39{,}4}{6{,}6} \ln \frac{2{,}00}{6{,}90} + \frac{25{,}5}{16\,1} + 1 = 10{,}73;$$

$$C_1 = \frac{39{,}4}{6{,}6 \cdot 10{,}73} \left[\frac{10^2}{39{,}4}\left(1 + \frac{25{,}5}{16{,}1}\right) 4{,}76 - 19{,}80\right] = 6{,}43\ град/вт;$$

$$C_2 = \frac{1}{10{,}73} \left[\frac{4{,}79 \cdot 10^2}{6{,}6}\left(\frac{6{,}6}{52{,}8} + \ln \frac{6{,}90}{2{,}00}\right) + 19{,}80\right] = 11{,}08\ град/вт;$$

$$C_3 = -\frac{20{,}5 \cdot 10^2}{16{,}1 \cdot 6{,}6 \cdot 10{,}73} = -1{,}77 \approx -1{,}8\ град/вт;$$

$$C_4 = \frac{10^2}{10{,}73 \cdot 16{,}1}\left(\frac{7{,}25}{52{,}8} + 1 + \frac{7{,}25}{6{,}6} \cdot 1{,}24\right) = 1{,}45\ град/вт.$$

6. По формулам (7-32)—(7-34) находим температуры в точках (i): $r = 0{,}5D_2$; (s) $r = 0{,}5D_1$; (r) $r = 0{,}5\,(D_1 — D_2)$ и в сердечнике (2) при наличии потерь только в обмотке: $P_ж = 0$, $P_м = 22{,}5$ *вт*.

По формулам (7-32) находим:

$$\vartheta_{1s\,м} = 22{,}5 \left(11{,}08 - \frac{1{,}09 \cdot 10^2}{2 \cdot 6{,}6}\right) = 63{,}5\ град;$$

$$\vartheta_{1i\,м} = 22{,}5\ (-7{,}97 + 11{,}08 - 0{,}68) = 55\ град;$$

$$\vartheta_{1r\,м} = 22{,}5\ (-2{,}83 + 11{,}08 - 3{,}41) = 109\ град;$$

$$\vartheta_{2м} = \frac{22{,}5 \cdot 10^2}{16{,}1}\ [1 - 0{,}255\ (11{,}08 - 8{,}26)] = 39\ град.$$

7. По формулам (7-33) находим температуры в тех же точках при наличии потерь только в сердечнике:

$$P_{ж} = 2{,}5 \text{ вт}, \quad P_{м} = 0;$$

$$\vartheta_{1s\,ж} = 2{,}5 \cdot 1{,}45 = 3{,}6 \text{ град};$$

$$\vartheta_{1i\,ж} = 2{,}5\,(1{,}80 \cdot 1{,}24 + 1{,}45) = 9{,}0 \text{ град};$$

$$\vartheta_{1r\,ж} = 2{,}5\,(1{,}80 \cdot 0{,}4 + 1{,}45) = 5{,}4 \text{ град};$$

$$\vartheta_{2ж} = \frac{2{,}5 \cdot 10^2}{16{,}1}\,(1 - 25{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}42) = 10 \text{ град}.$$

8. Результирующее температурное поле определяем суммированием частных перегревов:

$$\vartheta_{1s} = \vartheta_{1s\,м} + \vartheta_{1s\,ж} = 67 \text{ град};$$

$$\vartheta_{1i} = \vartheta_{1i\,м} + \vartheta_{1i\,ж} = 64 \text{ град};$$

$$\vartheta_{1r} = \vartheta_{1r\,м} + \vartheta_{1r\,ж} = 114 \text{ град};$$

$$\vartheta_{2} = \vartheta_{2м} + \vartheta_{2ж} = 49 \text{ град}.$$

Пример 7-3.

Решить предыдущую задачу для случая, когда трансформатор закреплен в центре квадратного дюралюминиевого шасси со стороной 0,25 *м* и толщиной $1{,}5 \cdot 10^{-3}$ *м*. Поверхности шасси окрашены черной нитроэмалью ($\varepsilon_{ш} = 0{,}9$). Крепление трансформатора к шасси осуществляется с помощью двух ($n = 2$) болтов по схеме рис. 7-3.

Параметры крепежного соединения (обозначения приведены в 7-2): $l_{7л} = 1{,}5$ *см*; $l_{3\,Б} = 0{,}36$ *см*; $l_{вп} = 0{,}05$ *см*; $S_{7л} = 0{,}070$ *см*^{2}; $S_{3\,Б} = 0{,}081$ *см*^{2}; $S_{вп} = 17{,}6$ *см*^{2}; $S_{38} = 0{,}64$ *см*^{2}; $\lambda_{7л} = 300$ *вт/м·град* (медь); $\lambda_{3\,Б} = 47$ *вт/м·град* (сталь).

При расчете пренебречь неравномерностью температурного поля в сердечнике.

Решение.

Пункты 1—3 расчета совпадают с соответствующими пунктами примера 7-2.

4. Расчет тепловых проводимостей $\sigma_{1f\,б}$, $\sigma_{12б}$, σ_{13}, σ_1 проводится по тем же формулам, что и в предыдущем примере. При креплении трансформатора на шасси (рис. 7-3) нижняя торцовая поверхность обмотки и нижняя часть сердечника в конвективном теплообмене с окружающей средой практически не участвуют. Что же касается лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи, то она может быть оценена по (1-48). Однако если заведомо допустить небольшую погрешность (менее 3—5%) в сторону завышения температуры, то можно вообще пренебречь теплообменом указанных поверхностей с окружающей средой, приняв для них $\alpha = 0$. В таком случае следует принять $\sigma_{1f\,т}$ равной половине соответствующей величины из предыдущего примера, т. е. $\sigma_{1f\,т} = 3{,}05 \cdot 10^{-2}$ *вт/град*. Тогда $\sigma_{1f} = (21{,}3 + 0{,}7 \cdot 3{,}05)10^2 = 22{,}6 \cdot 10^{-2}$ *вт/град*. По сравнению с предыдущим примером суммарная величина σ_{1f} уменьшилась на 11%. Число $n_к$ пар контактирующих поверхностей в нашем случае равно пяти: лапка — шайба; шайба — гайка, болт; болт — шайба (внизу); шайба — шасси (внизу); лапка — шасси (вверху). Контактным сопротивлением резьбовой поверхности (гайка — болт) пренебрегаем. По формулам (7-36)—(7-38) находим $R_{к1}$, $R_{к2}$, $R_{к3}$:

$$R_{к1} = \frac{1{,}5 \cdot 10^{-2}}{3{,}00 \cdot 10^2 \cdot 7 \cdot 10^{-6}} = 7{,}14 \text{ град/вт};$$

$$R_{к2} = \frac{0{,}36 \cdot 10^{-2}}{47 \cdot 8{,}1 \cdot 10^{-6}} + \frac{4 \cdot 0{,}5 \cdot 10^{-4}}{0{,}64 \cdot 10^{-4}} = 12{,}58 \text{ град/вт};$$

$$R_{к3} = \frac{R_{уд}}{S_к} = \frac{0{,}1 \cdot 10^{-4}}{2{,}4 \cdot 10^{-4}} = 0{,}042 \text{ град/вт}.$$

При расчете $R_{к2}$ и $R_{к3}$ значения $R_{уд}$ взяты из второй главы. Вначале находим ориентировочное значение $\lambda_{вп}$, для чего необходимо знать температуры поверхностей трансформатора шасси, ограничивающих зазор. Допустим, эти температуры равны 60 и 40° С. Тогда по табл. 2-7 для $t_m = 0{,}5\,(60 + 40) = 50°$ С получаем $\lambda_{вт} = 2{,}83 \cdot 10^{-2}$ *вт/м·град*, а по табл. 1-11 находим $f\,(60, 40) = 7{,}70$ *вт/м²·град* и, полагая $\varepsilon_{пр} = 0{,}9 \times 0{,}9 = 0{,}81$, по формуле (7-40) рассчитываем $\lambda_{вп}$:

$$\lambda_{вп} = 2{,}83 \cdot 10^{-2} + 0{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}81 \cdot 7{,}70 = 3{,}14 \cdot 10^{-2}\ вт/м \cdot град.$$

По формуле (7-39) определяем тепловое сопротивление $R_{вп}$ воздушной прослойки:

$$R_{вп} = \frac{0{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 10^{-2} \cdot 17{,}6 \cdot 10^{-4}} = 9{,}03\ град/вт.$$

По формуле (7-35) находим тепловую проводимость $\sigma_к$ контакта между трансформатором и шасси:

$$\sigma_к = \frac{2}{7{,}14 + \dfrac{12{,}58 \cdot 0{,}042}{12{,}58 + 0{,}042}} + \frac{1}{9{,}03} = 0{,}388\ вт/град; \quad R_к = \frac{1}{\sigma_к} = \frac{1}{0{,}388} = 2{,}58\ град/вт.$$

По формулам (3-56)—(3-58) находим тепловое сопротивление шасси на границе области, где смонтирован трансформатор; размеры этой области известны: $l_2 = 7$ *см*, $l_1 = 2{,}5$ *см*. Прежде всего необходимо оценить коэффициент теплоотдачи шасси, для чего следует хотя бы ориентировочно знать среднеповерхностную температуру шасси. Из предыдущего примера 7-2 видно, что при выбранной мощности активных потерь $P = 25$ *вт* среднеповерхностная температура трансформатора, не укрепленного на шасси, $t = 82°$ С (рис. 7-7). Среднеповерхностная температура трансформатора, укрепленного на шасси, будет ниже. Пусть $t_s = 60°$ С, а среднеповерхностная температура шасси равна 40° С; тогда по формулам (1-11) и (1-12) находим конвективные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{шкв}$, $\alpha_{шкн}$ верхней и нижней поверхностей шасси:

$$\alpha_{шкв} = 1{,}30 \cdot 1{,}36 \left(\frac{15}{0{,}25}\right)^{\frac{1}{4}} = 4{,}92\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{шкн} = 0{,}70 \cdot 1{,}36 \left(\frac{15}{0{,}25}\right)^{\frac{1}{4}} = 2{,}65\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формуле (1-35) находим лучистые составляющие коэффициентов теплоотдачи этих же поверхностей:

$$\alpha_{шлв} = \alpha_{шлн} = 0{,}9 \cdot 6{,}51 = 5{,}86\ вт/м^2 \cdot град.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи обеих поверхностей шасси равен:

$$\alpha_ш = 4{,}92 + 2{,}65 + 2 \cdot 5{,}86 = 19{,}3\ вт/м^2 \cdot град.$$

Заметим, что оценка коэффициента теплоотдачи шасси произведена ориентировочно, так как ориентировочно была взята среднеповерхностная температура шасси. Впоследствии эту неопределенность можно будет устранить, используя метод последовательных приближений. Настоящий расчет следует рассматривать как первое приближение. По формулам (2-56)—(2-58) рассчитываем параметры Bi, $\gamma_ц$, $\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_ц$:

$$\mathrm{Bi} = \frac{19{,}3 \cdot 6{,}25 \cdot 10^{-2}}{170 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-2}} = 4{,}73; \qquad a = \frac{1}{\sqrt{1 + 1}} = 0{,}71;$$

$$A = \frac{1}{\pi}\left(1 - \frac{7 \cdot 2{,}5}{25^2}\right) = 0{,}31; \qquad k_ц = \frac{0{,}31}{1 - \left(\dfrac{2{,}25 \cdot 0{,}71}{25}\right)^2} = 0{,}311;$$

$$\gamma = \sqrt{4{,}73 \cdot 0{,}311} = 1{,}21; \qquad \left(\frac{r_0}{L_0}\right)_ц = \frac{2{,}5}{25} 0{,}71 = 0{,}071.$$

По табл. 2-3 находим критерий $\varphi\left(\frac{r_0}{L_0}, \gamma\right)$, по формуле (2-53) — $N_ц$: φ (0,071; 1,21) = 1,01; $N_ц = 0{,}5 \cdot 1{,}01 = 0{,}505$.

По формуле (3-52) находим тепловые коэффициенты $F_ш$ шасси в области, где смонтирован трансформатор:

$$F_ш = \frac{0{,}505}{170 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-2}} = 1{,}98 \text{ } град/вт.$$

По формуле (7-41) рассчитываем тепловую проводимость σ_{2f} для $P = 25$ *вт*, чему соответствует коэффициент теплоотдачи трансформатора $\alpha = 13{,}4$ *вт/м²·град* (рис. 7-8):

$$\sigma_{2f} = 13{,}4\,(1{,}20 - 0{,}29)\,10^{-2} + \frac{1}{2{,}58 + 1{,}98} = 34{,}1 \cdot 10^{-2} \text{ } вт/град.$$

По формулам (7-30) находим:

$$\sigma^* = 0{,}205 + 0{,}0725\left(1 + \frac{0{,}255}{0{,}341}\right) = 33{,}2 \cdot 10^{-2} \text{ } вт/град;$$

$$R = \frac{33{,}2 \cdot 1{,}09}{2 \cdot 6{,}6} + \frac{7{,}25}{34{,}1} + 1{,}09 = 4{,}04;$$

$$N = \frac{10^2}{34{,}1} + \frac{1{,}09 \cdot 25{,}5}{2 \cdot 34{,}1 \cdot 6{,}6 \cdot 10^2} + 0{,}09\left(\frac{10^2}{2 \cdot 6{,}6} - \frac{1}{52{,}8}\right) = 9{,}62 \text{ } град/вт;$$

$$M = \frac{33{,}2}{52{,}8} + \frac{33{,}2}{6{,}6}\,1{,}24 + \frac{25{,}5}{34{,}1} + 1 = 8{,}62;$$

$$C_1 = \frac{33{,}2}{6{,}6 \cdot 8{,}62}\left[\frac{4{,}04 \cdot 10^2}{33{,}2}\left(1 + \frac{25{,}5}{34{,}1}\right) - 9{,}62\right] = 6{,}82 \text{ } град/вт;$$

$$C_2 = \frac{1}{8{,}62}\left[\frac{4{,}04 \cdot 10^2}{6{,}6}\left(\frac{6{,}6}{52{,}8} + \ln\frac{6{,}90}{2{,}00}\right) + 9{,}61\right] = 10{,}8 \text{ } град/вт.$$

По формулам (7-31) находим:

$$C_3 = \frac{20{,}5 \cdot 10^{-2}}{34{,}1 \cdot 10^{-2} \cdot 6{,}6 \cdot 10^{-2} \cdot 8{,}62} = -1{,}06 \text{ } град/вт;$$

$$C_4 = \frac{10^2}{8{,}62 \cdot 32{,}1}\left(1 + \frac{7{,}25}{52{,}8} + \frac{7{,}25}{6{,}6}\ln\frac{6{,}90}{2{,}00}\right) = 0{,}85 \text{ } град/вт.$$

Найдем температурное поле на поверхности $x = 0{,}5D_1$ катушки (s), на внутренней поверхности $x = 0{,}5D_2$ катушки (i), в центральном слое $x = r = 0{,}5\,(D_1 - D_2)$ катушки, в сердечнике трансформатора (2).

По формулам (7-32) находим температурное поле для случая, когда $P_ж = 0$, $P_м = 22{,}5$ *вт*:

$$\vartheta_{1s\,м} = 22{,}5\left(10{,}8 - \frac{1{,}09 \cdot 10^2}{2 \cdot 6{,}6}\right) = 57 \text{ } град;$$

$$\vartheta_{1i\,м} = 22{,}5\left(-6{,}77 \cdot 1{,}24 + 10{,}8 - \frac{0{,}09 \cdot 10^2}{2 \cdot 6{,}6}\right) = 38{,}5 \text{ } град;$$

$$\vartheta_{1r\,м} = 22{,}5\left(-6{,}77 \cdot 0{,}44 + 10{,}8 - \frac{0{,}45 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 6{,}6}\right) = 99 \text{ } град;$$

$$\vartheta_{2м} = \frac{22{,}5 \cdot 10^2}{34{,}1} - 0{,}255 \left(10{,}8 - \frac{1{,}09 \cdot 10^2}{2 \cdot 6{,}6} \right) = 23 \ град.$$

По формулам (7-33) произведем те же расчеты для случая, когда $P_ж = 2{,}5$ *вт*, $P_м = 0$:

$$\vartheta_{1s\,ж} = 2{,}5 \cdot 0{,}85 = 2{,}12 \ град;$$

$$\vartheta_{1i\,ж} = 2{,}5 \ (+1{,}058 \cdot 1{,}24 + 0{,}85) = 5{,}4 \ град;$$

$$\vartheta_{1r\,ж} = 2{,}5 \ (1{,}058 \cdot 0{,}44 + 0{,}85) = 3{,}3 \ град;$$

$$\vartheta_{2\,ж} = \frac{2{,}5 \cdot 10^2}{34{,}1} (1 - 0{,}255 \cdot 0{,}85) = 5{,}7 \ град.$$

По формуле (7-34) находим результирующее температурное поле для случая, когда $P_ж = 2{,}5$ *вт*, $P_м = 22{,}5$ *вт*:

$$\vartheta_{1s} = 57 + 2{,}1 = 59 \ град;$$

$$\vartheta_{1i} = 38{,}5 + 5{,}4 = 44 \ град;$$

$$\vartheta_{1r} = 99 + 3{,}3 = 102 \ град;$$

$$\vartheta_2 = 23 + 5{,}7 = 29 \ град.$$

Пример 7-4.

Рассчитать температурное поле трансформатора, рассмотренного в предыдущем примере, при условии, что в середину обмотки введены две медные шины сечением $1{,}5 \times 0{,}08$ *см*. Шины закреплены на шасси с помощью двух болтов М4. Коэффициент теплопроводности материала болта $\lambda_б = 47$ *вт/м·град*; длина пути теплового потока по телу болта $\delta_б = 0{,}5$ *см*; площадь поперечного сечения болта $S_б = 0{,}08$ *см*^{2}. Длина шины от среднего сечения катушки до места крепления $l_м = 4{,}0$ *см*. Геометрические и физические параметры шасси, а также мощность источников энергии те же, что и в предыдущих примерах.

Решение.

1. Расчет $R_ш$. Будем считать, что шина крепится к шасси в центре (небольшим смещением на половину среднего диаметра катушки пренебрегаем). Размеры зоны крепления $1{,}5 \times 1{,}5$ *см*. Как и в предыдущих двух примерах, расчет проводится по формулам (2-56)—(2-58). Из примера 7-3 следует: $Bi = 4{,}73$; $a = 0{,}71$; $A = 0{,}318$; $k_ц = 0{,}31$; $\gamma_ц = 1{,}21$;

$$\left(\frac{r_0}{L_0} \right)_ц = \frac{1{,}5}{35} 0{,}71 = 0{,}042.$$

Так как относительного размера 0,042 в табл. 2-3 нет, расчет параметра φ проводим непосредственно по формуле (2-26):

$$\varphi = \frac{1}{\pi \cdot 1{,}21 \cdot 0{,}042} \cdot \frac{I_1 (1{,}21) \, K_0 (1{,}21 \cdot 0{,}042) + K_1 (1{,}21) \, I_0 (1{,}21 \cdot 0{,}042)}{I_1 (1{,}21) \, K_1 (1{,}21 \cdot 0{,}042) - K_1 (1{,}21) \, I_1 (1{,}21 \cdot 0{,}042)} =$$

$$= \frac{1}{\pi \cdot 1{,}21 \cdot 0{,}042} \cdot \frac{0{,}723 \cdot 3{,}09 + 0{,}428 \cdot 1{,}00}{0{,}723 \cdot 19{,}6 - 0{,}428 \cdot 0{,}026} = 1{,}16;$$

$$N_ц = 0{,}5\varphi = 0{,}58; \quad F_ш = \frac{N_ц}{\lambda_м \delta_ш} = \frac{0{,}58}{170 \cdot 0{,}15 \cdot 10^{-2}} = 2{,}27 \ град/вт.$$

Тепловое сопротивление $R_м$ медной шины рассчитывается по формуле (7-59):

$$R_м = \frac{l_м}{\lambda_м S_м} = \frac{4{,}0 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^2 \cdot 0{,}12 \cdot 10^{-4}} = 11{,}1 \text{ } град/вт.$$

Тепловое сопротивление контакта находим по методу, изложенному в 2-1. Поверхность соприкосновения шины и шасси $S_к = 1{,}5 \cdot 1{,}5 = 2{,}25$ $см^2$, удельное тепловое сопротивление контакта между медной и дюралюминиевой поверхностями $R_{уд} = 0{,}1$ $см^2 \cdot град/вт$. Тогда

$$R_{к1} = \frac{0{,}10}{2{,}25} = 0{,}45 \text{ } град/вт.$$

Между медной шиной и стальной гайкой удельное тепловое сопротивление контакта $R_{уд} = 0{,}50$ $см^2 \cdot град/вт$; между стальным болтом и дюралюминиевым шасси $R_{уд} = 0{,}50$ $см^2 \cdot град/вт$. Площади контактов между шиной и гайкой и между головкой болта и шасси примерно одинаковы и равны $S_{к2} = S_{к3} = 0{,}16$ $см^2$. Тогда

$$R_{к2} = R_{к3} = \frac{0{,}50}{0{,}16} = 3{,}12 \text{ } град/вт.$$

Тепловое сопротивление болта находим по формуле (7-59):

$$R_б = \frac{0{,}5 \cdot 10^{-2}}{47 \cdot 0{,}08 \cdot 10^{-4}} = 13{,}3 \text{ } град/вт.$$

Таким образом, по формулам (7-59), (7-60) находим σ_g:

$$\frac{2}{\sigma_g} = 11{,}1 + \frac{0{,}45\,(3{,}12 + 13{,}3 + 3{,}12)}{0{,}45 + 3{,}12 + 13{,}3 + 3{,}12} + 2{,}27 = 13{,}8 \text{ } град/вт.$$

$$\sigma_g = 0{,}145 \text{ } вт/град.$$

2. Так как крепление трансформатора и его геометрические и физические параметры такие же, как и в примере 7-3, то значения всех остальных проводимостей из этого примера сохраняются:

$$\sigma_{2f} = 0{,}370 \text{ } вт/град; \qquad \sigma^* = 0{,}327 \text{ } вт/град;$$

Дальнейший расчет ведем по формулам (7-57) и (7-58):

$$R_1 = 1{,}09\left(1 + \frac{32{,}7}{2 \cdot 6{,}6}\right) + \frac{7{,}25}{37{,}0}\left(1 + \frac{0{,}45 \cdot 14{,}5}{6{,}6}\right) = 4{,}18;$$

$$S = 1 + \frac{25{,}5 + 14{,}5}{37{,}0} + \frac{14.5}{52{,}8} - \frac{14{,}5}{6{,}6} \ln \frac{2{,}0}{4{,}45} = 4{,}11;$$

$$N = 0{,}09\left(\frac{100}{2 \cdot 6{,}6} - \frac{100}{52{,}8}\right) + \frac{14{,}5 \cdot 0{,}45}{2 \cdot 6{,}6}\left(\frac{100}{52{,}8} + \frac{100}{6{,}6}0{,}8\right) +$$

$$+ \frac{100}{37{,}0}\left(1 + \frac{1{,}09 \cdot 25{,}5 + 0{,}45 \cdot 14{,}5}{2 \cdot 6{,}6}\right) = 17{,}17 \text{ } град/вт;$$

$$g = \frac{1}{1 + \frac{7{,}25 \cdot 14{,}5}{37{,}0 \cdot 32{,}7}} = 0{,}92;$$

$$M = \frac{32,7}{52,8} + \frac{32,7}{6,6}\,0,8 - \frac{32,7}{6,6}\cdot\frac{25,5}{37,0}\,0,44 + 0,92\cdot 4,11\left(\frac{32,7}{6,6}\,0,44 + 1\right) = 15,12;$$

$$C_{1Б} = \frac{\frac{92}{32,7}\,4\cdot 18\cdot 4,11 - 17,17}{\frac{6,6}{32,7}\,15\cdot 12} = 10,22\ \textit{град/вт};$$

$$C_{2Б} = 5,72\ \textit{град/вт}; \qquad C_{1A} = 5,14\ \textit{град/вт};$$

По формулам (7-48), (7-49), (7-55), (7-56) находим температуры наружной поверхности катушки ($\vartheta_{1w\,м}$) при $x = 0,5D_1$, среднего диаметра наружной зоны ($\vartheta_{1xБ\,м}$) при $x = 0,5\,(D_1 + D_m)$, шины ($\vartheta_{1шм}$), среднего диаметра внутренней зоны ($\vartheta_{1xA\,м}$), внутренней поверхности катушки ($\vartheta_{1i\,м}$) и среднюю температуру сердечника ($\vartheta_{2м}$):

$$\vartheta_{1s\,м} = 22,5\left(10,22\cdot 0,44 + 5,72 - \frac{1,09\cdot 10^2}{2\cdot 6,6}\right) = 45\ \textit{град};$$

$$\vartheta_{1xБ\,м} = 22,5\left(10,22\cdot 0,24 + 5,72 - \frac{0,74\cdot 10^2}{2\cdot 6,6}\right) = 58\ \textit{град};$$

$$\vartheta_{1шм} = 22,5\left(5,72 - \frac{0,45\cdot 10^2}{2\cdot 6,6}\right) = 52\ \textit{град};$$

$$\vartheta_{1xA\,м} = 22,5\left(-5,14\cdot 0,315 + 5,72 - \frac{0,239\cdot 10^2}{2\cdot 6,6}\right) = 57\ \textit{град};$$

$$\vartheta_{1i\,м} = 22,5\left(-5,14\cdot 0,80 + 5,72 - \frac{0,09\cdot 10^2}{2\cdot 6,6}\right) = 21\ \textit{град};$$

$$\vartheta_{2м} = \frac{22,5}{0,37}(1 - 1,96\cdot 0,255 - 2,31\cdot 0,145) = 10\ \textit{град}.$$

Будем считать, что температуры перегрева этих же точек при действии активных потерь только в сердечнике не изменятся по сравнению с предыдущим примером (трансформатор без шин). Фактически эти температуры также несколько понизятся, однако это понижение будет менее значительным, чем для обмотки. Итак, $\vartheta_{1w\,ж} = 2,1$ *град*; $\vartheta_{1xБ\,м} = 2,6$ *град*; $\vartheta_{1ш\,ж} = 3,3$ *град*; $\vartheta_{1xA\,ж} = 4,1$ *град*; $\vartheta_{1i\,ж} = 5,4$ *град*; $\vartheta_{2ж} = 5,7$ *град*.

Результирующее температурное поле для случая $P_м = 22,5$ *вт*, $P_ж = 2,5$ *вт* находим суммированием соответствующих перегревов по формуле (7-34): $\vartheta_{1w} = 47$ *град*; $\vartheta_{1x\,Б} = 61$ *град*; $\vartheta_{1ш} = 55$ *град*; $\vartheta_{1xA} = 61$ *град*; $\vartheta_{1i} = 26$ *град*; $\vartheta_2 = 16$ *град*.

Из рассмотренных примеров видно, что, не меняя, по существу, конструктивных параметров и режима работы трансформатора, максимальную температуру перегрева обмотки оказывается возможным снизить примерно в 1,7 раза (со 105 до 61 *град*).

7-6. Влияние различных параметров на тепловой режим трансформатора

а) Влияние элементов конструкции на тепловой режим трансформатора. Каждый элемент конструкций трансформатора оказывает влияние на его тепловой режим постольку, поскольку от этого элемента зависит какая-либо из проводимостей σ, входящих в расчетные

формулы. Те параметры, которые не входят в какую-либо из величин σ, на тепловой режим трансформатора влияют незначительно. Меняя соответствующие величины тепловых проводимостей, при сохранении всех других постоянными, можно количественно оценить влияние того или иного элемента. Ниже приводятся результаты такого анализа для трансформатора питания броневого типа. Предполагается, что трансформатор находится в условиях естественной конвекции в неограниченной воздушной среде.

Гильза. Толщина и материал гильзы влияют на величину проводимости σ_{13}. Естественно, что наибольшее влияние эта проводимость оказывает на перепад температур между внутренней поверхностью катушки и внутренней частью сердечника. Увеличение тепловой проводимости σ_{13} в 3 раза может уменьшить температуру перегрева внутренней поверхности катушки примерно на 25%.

Окраска трансформатора. Окраска трансформатора влияет на степень черноты, которая определяет лучистую составляющую коэффициента теплоотдачи. Таким образом, при различной окраске трансформатора возможны различные значения проводимостей σ_{1f} и σ_{2f}. Коэффициент теплоотдачи оказывает наибольшее влияние на температуру наружной поверхности трансформатора. Анализ показывает, что окраска поверхности сердечника и катушки красками с высокой степенью черноты способна понизить температуру перегрева поверхности трансформатора на 10 — 15%. Следует иметь в виду, что при интенсивном обдуве, когда конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи значительно возрастает, относительное влияние степени черноты поверхности уменьшается.

Зазор между катушкой и наружной частью сердечника. Величина зазора между поверхностью катушки и наружной частью сердечника, а также заполняющее его вещество (воздух или компаунд) определяют проводимость σ_{126}. При малой величине зазора и при заполнении его компаундом следует ожидать более значительного отвода тепла от наружной поверхности катушки. Однако, как показывают расчеты, это влияние невелико — изменению σ_{126} от 0 до $12 \cdot 10^{-2}$ *вт/град* (реальному трансформатору соответствует $\sigma_{126} = 6 \cdot 10^{-2}$ *вт/град*) соответствует изменение поверхностной температуры перегрева не более чем на 10%.

Шасси. Трансформатор, закрепленный на шасси, как показывают опыты и расчеты, может рассеивать значительно бо́льшую мощность, чем в случае, когда он омывается воздухом со всех сторон. Влияние шасси, которое играет роль большого радиатора, в значительной степени определяется качеством монтажа трансформатора, т. е. величиной тепловой проводимости σ_{2f}. В зависимости от качества монтажа проводимость σ_{2f} может достигать величины, значительно превышающей ту, которая соответствует трансформатору, омываемому со всех сторон воздухом. На рис. 7-9 показано влияние проводимости σ_{2f} на температуру перегрева ϑ_{1r} середины катушки трансформатора, рассмотренного в примерах 7-2—7-4. Кривые *1*,

2, *3* соответствуют тепловой проводимости $\sigma_{2f} = 0{,}08$; 0,12; 0,25 *вт/град*. Значение $\sigma_{2f} = 0{,}25$ *вт/град* можно получить, если устранить практически все воздушные прослойки между обтяжкой сердечника и шасси, создав при этом по возможности максимальное сжатие между ними. На рис. 7-9 видно, что за счет хорошего теплового контакта между трансформатором и шасси температура перегрева в центре обмотки может быть снижена на 25%.

Исполнение катушки. На величину эквивалентного коэффициента теплопроводности обмотки оказывают влияние межслоевые прокладки, качество пропитки, коэффициент заполнения и ряд других факторов.

Теплопроводность обмотки влияет главным образом на неравномерность температурного поля внутри обмотки, причем температура поверхности катушки и сердечника остается практически постоянной. В результате пропитки температура центральных слоев обмотки снижается примерно на 15%, температура внутренней поверхности — примерно на 10%. Температура сердечника и наружной поверхности обмотки, как показывают и опыты и расчеты, при этом практически не меняется.

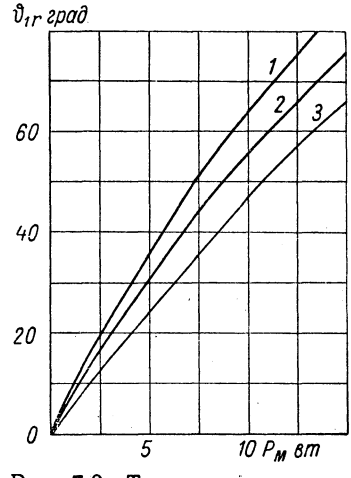


Рис. 7-9. Тепловые характеристики середины катушки трансформатора.

б) Влияние условий эксплуатации на тепловой режим трансформатора. При конструировании трансформатора следует учитывать условия, в которых он будет эксплуатироваться. В зависимости от температуры, давления, влажности и других физических свойств окружающей среды, а также интенсивности обдува коэффициент теплоотдачи может быть различным и меняться от 10 *вт/м*^{2}·*град* (при естественной конвекции в воздухе с комнатной температурой) до 10^4 *вт/м*^{2}·*град* (испарение некоторых жидкостей). Увеличение коэффициента теплоотдачи приводит к снижению температуры во всем трансформаторе, причем это снижение тем больше, чем меньше размеры тела и больше его теплопроводность. Интенсивность теплообмена тела с окружающей средой будем характеризовать критерием Био:

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha}{\lambda_1} \cdot \frac{D_1}{2},$$

где α — коэффициент теплоотдачи трансформатора;
λ_1 — коэффициент теплопроводности катушки;
D_1 — наружный диаметр катушки.

На рис. 7-4 показано влияние коэффициента теплоотдачи на наружной $\left(\mathrm{Bi}_1 = \frac{\alpha_{нар} D_1}{\lambda_1 2}\right)$ и внутренней $\left(\mathrm{Bi}_2 = \frac{\alpha_{вн} D_1}{\lambda_1 2}\right)$ поверхностях

катушки на среднеобъемную температуру, которая характеризуется безразмерным комплексом

$$N_v = \frac{2V_1}{D_1} \cdot \frac{\lambda_1}{P_м} \vartheta_{1v},$$

где V_1 — объем катушки;

ϑ_{1v} — среднеобъемная температура перегрева катушки;

$P_м$ — активные потери в меди; $P_ж = 0$.

В случае естественной конвекции критерии Bi_1 и Bi_2 для реального трансформатора не превышают $Bi_1 \leqslant 4$; $Bi_2 < 20$. На рис. 7-4 видно, что увеличение коэффициента теплоотдачи свыше значений, соответствующих $Bi_2 = 20$, практически не дает никакого эффекта. В то же время существенное уменьшение Bi_2 может вызвать значительное повышение температуры. Это следует учитывать при проектировании трансформаторов, работающих в сложных условиях (пониженное давление, малый замкнутый объем и т. д.). Вместе с тем для трансформаторов больших размеров интенсивный обдув может оказаться малоэффективным. В этом случае единственным средством существенно уменьшить температуру будет, по-видимому, изменение конструкции, например введение в средние слои обмотки медных шин, соединенных с шасси. Из примера 7-4 следует, что без изменения размеров и режима работы трансформаторов максимальную температуру перегрева обмотки оказалось возможным уменьшить при введении двух небольших шин в 1,7 раза (с 105 до 61 *град*).

7-7. Влияние соотношения активных потерь в сердечнике и катушке трансформатора на его тепловой режим

На температурное поле трансформатора влияет при прочих равных условиях режим его работы, т. е. соотношение активных потерь в сердечнике и обмотке. Рассмотрим вначале качественную картину этого влияния. С ростом отношения $\gamma^* = \frac{P_ж}{P_м}$ максимум температуры перемещается в направлении оси обмотки, причем при $\gamma^* = 0$ он находится, как показывают опыты и расчеты, вблизи среднего диаметра катушки. Увеличение коэффициента γ^* вначале сопровождается уменьшением значения максимальной температуры катушки, затем при больших γ^*, когда наибольшая температура будет в первом слое обмотки, она может вновь возрасти. Поэтому принципиально речь может идти об оптимальном соотношении потерь $\gamma^*_{опт}$. Задача об оптимальном соотношении активных потерь в трансформаторе может быть решена аналитически с помощью приведенных выше формул. Для этого с помощью уравнений (7-5), (7-25а) и (7-34) представим выражение для температуры в катушке (при наличии активных потерь как в катушке, так и сердечнике) в виде:

$$\left.\begin{gathered} \vartheta_1 = \frac{P}{1+\gamma^*}\left(C_1' \ln \frac{2x}{D_1} + C_2' - \frac{x^2}{4V_1\lambda_1}\right), \\ C_1' = C_1 + \gamma^* C_3,\ C_2' = C_2 + \gamma^* C_4, \\ 0{,}5D_2 \leqslant x \leqslant 0{,}5D_1. \end{gathered}\right\} \qquad (7\text{-}63)$$

Постоянные интегрирования C_1, C_2, C_3, C_4 могут быть рассчитаны по формулам (7-30), (7-31); $P = P_м + P_ж$ — суммарная мощность активных потерь в трансформаторе:

$$\frac{P}{1+\gamma^*} = P_м.$$

После дифференцирования выражения (7-63) получаем

$$\frac{d\vartheta_1}{dx} = \frac{P}{1+\gamma^*}\left(\frac{C_1'}{x} - \frac{x}{2V_1\lambda_1}\right). \qquad (7\text{-}64)$$

Приравняв температурный градиент в (7-64) нулю, можно получить координату x^* наиболее нагретого слоя катушки:

$$x^* = \sqrt{2V_1\lambda_1 C_1'}. \qquad (7\text{-}65)$$

Из формул (7-63) и (7-65) следует, что максимальная температура в катушке

$$\vartheta_{макс} = \frac{P}{1+\gamma^*}\left\{(C_1 + \gamma^* C_3) \times \right.$$

$$\times \left[\ln \frac{2\sqrt{2V_1\lambda_1(C_1+\gamma^*C_3)}}{D_1} - 0{,}5\right] +$$

$$\left. + C_2 + \gamma^* C_4\right\}. \qquad (7\text{-}66)$$

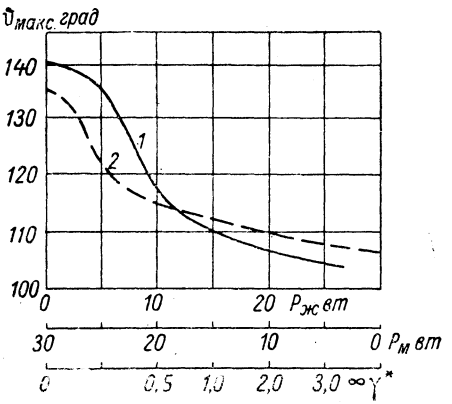


Рис. 7-10. Зависимость максимальной температуры перегрева $\vartheta_{макс}$ трансформатора от соотношения γ^* активных потерь в сердечнике и обмотке.

1 — расчетная кривая; *2* — опытная кривая.

Если производную от $\vartheta_{макс}$ по γ^* приравнять нулю, то можно найти значение $\gamma^*_{опт}$, обеспечивающее минимальный нагрев катушки. Однако получающееся при этом уравнение является трансцендентным и неудобным для расчетов. На наш взгляд, практически более доступен другой путь. Рассчитав C_1, C_2, C_3, C_4 для выбранной конструкции и задаваясь различными значениями γ^*, можно построить зависимость $\vartheta_{макс} = f(\gamma^*)$, по минимуму которой можно найти $\gamma_{опт}$. Достоинством второго метода является его наглядность, которая приобретает практическое значение, так как можно знать «размытость» минимума кривой $\vartheta_{макс} = f(\gamma^*)$, характеризующую целесообразность точного обеспечивания значения $\gamma^*_{опт}$. На рис. 7-10 показана зависимость $\vartheta_{макс} = f(\gamma^*)$ для трансформатора, рассмотренного в примере 7-2. Из рис. 7-10 следует, что максимальная температура имеет наименьшее значение при $P_м = 0$, однако она мало изменяется (в пределах 5%), уже начиная со значения $\gamma^* = 1$.

Многочисленными опытами установлено, что предложенная здесь методика расчета температурного поля трансформатора позволяет получить результаты, отличающиеся от экспериментальных не более чем на 15%.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ

8-1. Тепловые характеристики аппаратов

Конструкции радиоэлектронных аппаратов, их система охлаждения, габариты и условия эксплуатации весьма разнообразны. Процесс переноса тепловой энергии от источников тепла (радиодеталей) внутри аппарата в окружающую аппарат среду очень сложен и зависит от многих факторов. Для создания оптимальной конструкции аппарата необходимо иметь возможность в процессе проектирования оценить как тепловой режим разрабатываемого устройства, так и влияние на него физических и геометрических параметров.

В настоящее время методы расчета теплового режима радиоэлектронных аппаратов мало разработаны, что заставляет конструкторов прибегать к макетированию и неоднократному изменению конструкции проектируемого устройства, исправлению конструктивных ошибок. Теоретическое изучение явления теплоотдачи в радиоэлектронных аппаратах может предотвратить такие ошибки, подсказать правильное направление в решении задачи.

Отдельные существующие в настоящее время методы расчета теплового режима аппаратов составлены при весьма частных предположениях, что ограничивает область их применения [Л. 8-2, 8-8, 8-9]. При анализе тепловых процессов в аппарате решающее значение имеет правильный выбор основного направления исследовательских работ, позволяющий получить наиболее общие результаты, охватить как можно большее число конструкций и условий охлаждения аппарата. При этом следует иметь в виду, что как бы ни было совершенно теоретическое описание процесса теплообмена в аппарате, вряд ли можно обойтись без экспериментального изучения отдельных процессов. Желательно, чтобы эксперименты позволяли получить общие закономерности, пригодные не только для данной изучаемой конструкции, но и для иных подобных случаев. Следует стремиться число экспериментов свести к минимуму, так как экспериментальное исследование тепловых процессов трудоемко. Таким образом, метод расчета теплового режима радиоэлектронных аппаратов должен рассматриваться как результат теоретического и экспериментального исследования процессов теплообмена.

Теория теплового режима радиоэлектронных устройств должна позволять рассчитать тепловые характеристики выбранной конструкции, т. е. зависимости температуры наиболее ответственных узлов конструкции от мощности тепловых источников энергии. Решение этой задачи целесообразно разбить на три этапа.

Первый этап исследования должен привести к аналитическому выражению следующих тепловых характеристик:

$$t_к - t_с = \varphi_1(P,\ Q),\ \bar{t}_ш - t_с = \varphi_2(P,\ Q), \qquad (8\text{-}1)$$

т. е. к зависимостям средней температуры $t_к$ кожуха аппарата и средней температуры $\bar{t}_ш$ нагретой зоны [1] от мощности источников P и стоков Q энергии внутри аппарата; в формулах (8-1) $t_с$ — температура среды, окружающей аппарат. Средней температурой $\bar{t}_ш$ нагретой зоны будем называть среднеповерхностную температуру шасси и всех смонтированных на нем деталей:

$$\bar{t}_ш = \frac{1}{S_{шр}} \int_{S_{шр}} t_ш(s)\, ds, \qquad (8\text{-}2)$$

где $t_ш(s)$ — температура участка поверхности s шасси или детали;
$S_{шр}$ — омываемая средой теплоотдающая поверхность шасси и деталей.

Большинство радиодеталей является источниками тепловой энергии, суммарную мощность всех источников в нагретой зоне обозначим через P. Стоками энергии служат некоторые полупроводниковые охлаждающие устройства, принцип работы которых основан на эффекте Пельтье. Чаще стоком энергии является жидкость или газ, протекающие через радиоэлектронный аппарат и уносящие часть энергии, выделившейся внутри аппарата. Суммарную мощность стоков энергии будем обозначать через Q.

Тепловые характеристики (8-1) позволяют сделать ряд важных выводов, имеющих большое значение для конструктора, однако знание средней температуры нагретой зоны еще не достаточно, чтобы вынести суждение о надежности работы аппарата. Распределение температуры по поверхности нагретой зоны может носить такой характер, что температура отдельных деталей внутри аппарата будет сильно отличаться от среднего уровня. Поэтому необходимо уметь рассчитать распределение температуры внутри нагретой зоны.

Второй этап исследований заключается в определении аналитической зависимости, позволяющей найти распределение температуры внутри нагретой зоны. Если работает n источников и m стоков энергии, то температуру t_j в любой точке j поверхности нагретой зоны можно определить, используя принцип суперпозиции [Л. 8-3]:

$$t_j = t_с + \sum_{i=1}^{n} P_i F_{ij} - \sum_{k=1}^{m} Q_k F_{kj}, \qquad (8\text{-}3)$$

где P_i, Q_k — мощности i-го источника и $к$-го стока энергии;
F_{ij} — тепловой коэффициент точки j аппарата при $Q_k = 0$;
F_{kj} — тепловой коэффициент точки j аппарата при $P_i = 0$.

Таким образом, задача второго этапа исследований состоит в определении структуры тепловых коэффициентов F_{ij} и F_{ki}. В 8-8 будет показано, что эту операцию можно осуществить, опираясь на результаты, полученные в первом этапе исследования.

[1] Ту часть объема внутри аппарата, где сосредоточены детали и шасси, представим в виде параллелепипеда (рис. 8-2) и будем называть нагретой зоной.

Третий этап исследований должен привести к аналитической зависимости между известной из второго этапа расчетов температурой t_j поверхности j-й детали и максимальной температурой $(t_j)_{макс}$ детали (температурой внутренней части обмотки трансформатора, p-n перехода полупроводниковых диодов или триодов и т. д.). Знание температур наиболее ответственных частей детали позволяет сделать выводы о надежности ее работы в данном аппарате [1]. Иногда такой температурой является температура поверхности детали (например, температура баллона электронной лампы), тогда расчеты ограничиваются вторым этапом.

Заметим, что первый этап расчетов позволяет получить основные конструктивные параметры, связанные с выбором габаритов, системы охлаждения, с обработкой наружных и внутренних поверхностей аппарата (оребрение, окраска, перфорации и т. д.).

Второй этап расчета позволяет получить данные о наиболее рациональном расположении деталей внутри нагретой зоны, о способе их крепежа к несущим узлам конструкции (шасси, консоли и т. д.), о необходимости тепловых экранов и т. д.

Третий этап расчетов, как уже указывалось, приводит к выводам о температурной надежности работы отдельных деталей, расположенных в изучаемом аппарате. В отдельных случаях достаточно ограничиться первым этапом расчета, иногда требуется провести все три этапа исследования.

8-2. Среднеповерхностная температура нагретой зоны аппарата

На рис. 8-1 схематически представлены конструкции радиоэлектронных аппаратов с горизонтальным или вертикальным шасси, расположенным в кожухе в виде параллелепипеда или цилиндра. Зона, занимаемая деталями (нагретая зона), на рис. 8-1 обведена штрих-пунктирной линией. Предположим, что по трубкам, напаянным на шасси [2], протекает какая-нибудь жидкость, поступающая из внешнего резервуара, т. е. в аппарате имеются источники и стоки энергии. Будем считать, что известна мощность P всех источников энергии, температура $t'_ж$ втекающей в аппарат жидкости и температура $t_с$ среды, окружающей аппарат. Установим аналитическую зависимость между температурами $\bar{t}_ш$, $t_к$, температурой $t''_ж$ вытекающей из аппарата жидкости и заданными параметрами $t'_ж$, $t_с$, P.

Так как основная задача состоит в определении среднеповерхностной температуры нагретой зоны, то можно считать, что источники и стоки распределены в нагретой зоне равномерно. Используя основные закономерности теории теплообмена, можно записать следующие соотношения.

---

[1] Здесь и в дальнейшем речь будет идти только о коэффициенте надежности, связанном с температурой детали.

[2] Каналы, по которым протекает жидкость, могут быть сделаны внутри литого шасси или каким-нибудь иным образом. Важно, чтобы был хороший тепловой контакт между каналом и шасси.

Тепловой поток Q, уносимый жидкостью, равен:

$$\left.\begin{aligned} Q &= w\left(t''_{ж} - t'_{ж}\right), \\ w &= Gc,\ G = vf\gamma,\ v = \frac{B}{f}, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}4)$$

где G и B — весовой и объемный расход жидкости;
c, γ и v — удельная теплоемкость при постоянном давлении, удельный вес и скорость движения жидкости;
f — площадь поперечного сечения трубки.

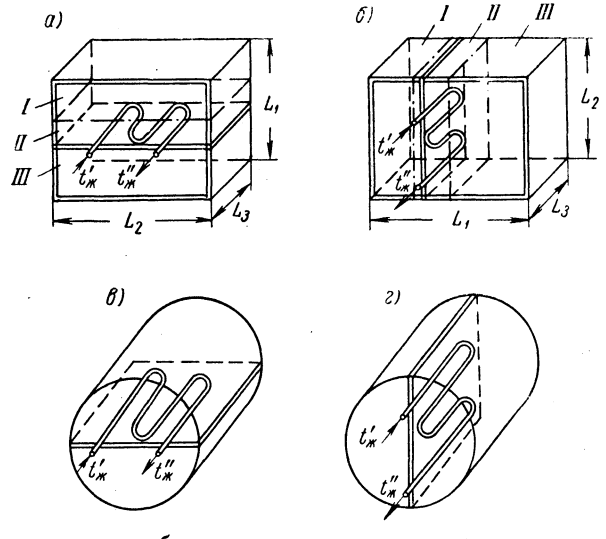


Рис. 8-1. Схематическое изображение радиоэлектронных аппаратов, шасси которых охлаждается проточной жидкостью: *а*, *б* — горизонтальное и вертикальное расположение шасси аппарата, кожух которого имеет форму параллелепипеда; *в*, *г* — горизонтальное и вертикальное расположение шасси аппарата, кожух которого имеет форму цилиндра.

Уносимое жидкостью в единицу времени количество энергии забирается от стенок трубок, имеющих среднюю температуру $\bar{t}_ш$, т. е.

$$Q = \sigma_т \left[\bar{t}_ш - 0{,}5\left(t'_ж + t''_ж\right)\right] \ (\sigma_т = \alpha_т S_т), \qquad (8\text{-}5)$$

где $\sigma_т$ — тепловая проводимость между стенками трубок и жидкостью;
$\alpha_т$ — коэффициент теплоотдачи от стенки трубки в жидкость;
$S_т$ — полная теплоотдающая внутренняя поверхность трубок;
$0{,}5\left(t'_ж + t''_ж\right)$ — средняя температура жидкости.[1]

[1] В первом приближении распределение температуры в жидкости по длине трубы считаем линейным.

Сформулируем закон сохранения энергии для рассматриваемого случая: вся мощность P источников энергии частично поглощается стоками энергии и частично путем конвекции и излучения передается от нагретой зоны к кожуху аппарата (P'), т. е.

$$P = Q + P',$$

где

$$P' = \sigma_{ш}(\bar{t}_{ш} - t_{к}), \quad \sigma_{ш} = kS_{ш}, \quad S_{ш} = L_2'L_3',$$

$\sigma_{ш}$ — тепловая проводимость между нагретой зоной и кожухом;

k — средний коэффициент теплопередачи (конвекцией и излучением) между шасси и кожухом;

L_2' и L_3' — размеры шасси.

Окончательно запишем:

$$Q = P - \sigma_{ш}(\bar{t}_{ш} - t_{к}). \tag{8-6}$$

Наконец, количество энергии, передаваемое в единицу времени от нагретой зоны к кожуху, рассеивается последним в окружающую среду, т. е.

$$\sigma_{ш}(\bar{t}_{ш} - t_{к}) = \sigma_{к}(t_{к} - t_{с}), \tag{8-7}$$

$$\sigma_{к} = \sum_{l} \alpha_l S_{к\,l}, \tag{8-8}$$

где $\sigma_{к}$ — тепловая проводимость между кожухом аппарата и средой;

α_l и $S_{к\,l}$ — полные коэффициенты теплоотдачи и теплоотдающие поверхности l-й части кожуха аппарата.

Решая уравнения (8-4) — (8-7) относительно неизвестных параметров Q, $\bar{t}_{ш}$, $t_{ж}''$ и $t_{к}$, получим:

$$Q = \frac{w}{D}\left[(t_{с} - t_{ж}') + P\left(\frac{1}{\sigma_{ш}} + \frac{1}{\sigma_{к}}\right)\right]; \tag{8-9}$$

$$\bar{t}_{ш} = \frac{1}{D}\left\{\frac{w}{\sigma_{ш}} t_{ж}'\left[\frac{D - \frac{\sigma_{ш}}{\sigma_{к}}\left(\frac{w}{\sigma_{т}} + 0{,}5\right)}{D - \frac{w}{\sigma_{к}}}\right] + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{w}{\sigma_{т}} + 0{,}5\right)\left[t_{с} + P\left(\frac{1}{\sigma_{ш}} + \frac{1}{\sigma_{к}}\right)\right]\right\}; \tag{8-10}$$

$$t_{ж}'' = \frac{1}{D}\left[(D-1)\,t_{ж}' + t_{с} + P\left(\frac{1}{\sigma_{ш}} + \frac{1}{\sigma_{к}}\right)\right]; \tag{8-11}$$

$$t_{к} = \frac{P}{\sigma_{к}}\left[1 - \frac{w}{D}\left(\frac{1}{\sigma_{ш}} + \frac{1}{\sigma_{к}}\right)\right] + t_{с}\left(1 - \frac{w}{D\sigma_{к}}\right) + \frac{w}{D\sigma_{к}} t_{ж}'; \tag{8-12}$$

$$D = w\left(\frac{1}{\sigma_{к}} + \frac{1}{\sigma_{ш}} + \frac{1}{\sigma_{т}}\right) + 0{,}5. \tag{8-13}$$

Из уравнений (8-9) — (8-12) можно получить формулы для расчета теплового режима радиоэлектронных аппаратов иной конструкции (например, аппаратов без кожуха или аппаратов, шасси которых не имеет стоков энергии).

1. Шасси аппарата не имеет стоков энергии. Это условие означает равенство нулю параметров v, w, $\sigma_т$, что приводит к равенству температур $t'_ж = t''_ж = \bar{t}_ш$.

Тогда уравнения (8-9) — (8-12) приобретают вид:

$$\left.\begin{aligned} \bar{t}_ш &= t_с + P\left(\frac{1}{\sigma_ш} + \frac{1}{\sigma_к}\right), \\ t_к &= t_с + P\frac{1}{\sigma_к}. \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}14)$$

Из уравнений (8-14) нетрудно найти связь между температурами кожуха и нагретой зоны:

$$\bar{t}_ш - t_с = (t_к - t_с)\left(1 + \frac{\sigma_к}{\sigma_ш}\right). \qquad (8\text{-}15)$$

2. В аппарате отсутствует кожух. Это условие означает, что $\sigma_к = \infty$, и формулы (8-9) — (8-12) переходят в уравнения:

$$\bar{t}_ш = \frac{1}{D_1}\left[\frac{w}{\sigma_ш} t'_ж + \left(\frac{w}{\sigma_т} + 0{,}5\right)\left(t_с + P\frac{1}{\sigma_ш}\right)\right]; \qquad (8\text{-}16)$$

$$Q = \frac{w}{D_1}\left(t_с - t'_ж + P\frac{1}{\sigma_ш}\right); \qquad (8\text{-}17)$$

$$t''_ж = \frac{1}{D_1}\left[(D_1 - 1)\, t'_ж + t_с + P\frac{1}{\sigma_ш}\right]; \qquad (8\text{-}18)$$

$$D_1 = w\left(\frac{1}{\sigma_ш} + \frac{1}{\sigma_т}\right) + 0{,}5. \qquad (8\text{-}19)$$

8-3. Коэффициенты теплопередачи через воздушные прослойки внутри радиоэлектронного аппарата

На рис. 8-1, *а*, *б* схематически изображены радиоэлектронные аппараты в кожухе типа «параллелепипед» с вертикально и горизонтально ориентированным шасси. Область *II* в этих аппаратах является нагретой зоной. На рис. 8-2, *а*, *б* представлены две проекции нагретой зоны, которая состоит из шасси *3* и смонтированных на нем n деталей *1*, *2*, *4*, *5*, . . ., i, . . ., n. Процесс теплопередачи от шасси и деталей к кожуху аппарата весьма сложен и определяется переносом тепла в основном за счет конвекции и излучения. Характер конвективных потоков в значительной степени связан с плотностью монтажа отдельных деталей, их размерами и взаимным расположением; эти параметры определяют размеры нагретой зоны.

Расстояния l_1 и l_3 от кожуха до нагретой зоны в областях I и II определим как средневзвешенные расстояния, которые рассчитываются по формулам:

$$l_1 = \frac{\sum_{i=1}^{n} l_{1i}\Delta S_{1i}}{L_2' L_3'}, \quad l_3 = \frac{\sum_{i=1}^{m} l_{3i}\Delta S_{3i}}{L_2' L_3'}, \tag{8-20}$$

где l_{1i} и l_{3i} — расстояния от крышки i-той детали до крышки и дна в областях I и III;

ΔS_{1i} и ΔS_{3i} — площадь торцовой поверхности детали или свободных участков шасси в областях I и III;

n и m — число деталей (в том числе и свободная поверхность шасси) в этих областях;

L_2' и L_3' — размеры шасси (рис. 8-2).

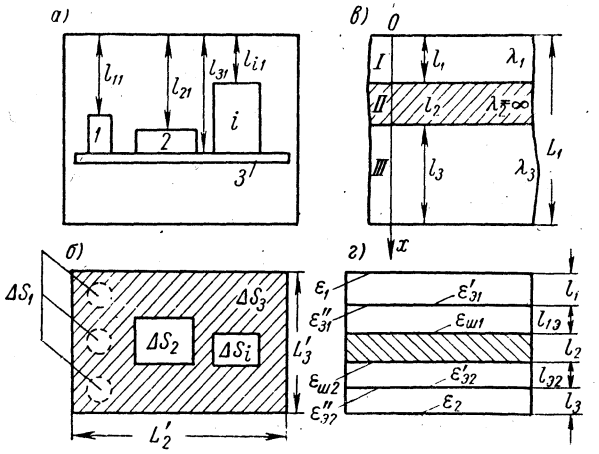


Рис. 8-2. Идеализированное изображение радиоэлектронного аппарата: *а*, *б* — две проекции нагретой зоны внутри аппарата; *в* — схематическое представление нагретой зоны; *г* — расположение экранов внутри аппарата.

Формулы (8-20) справедливы как для горизонтально, так и для вертикально ориентированных шасси. Ширина l_2 нагретой зоны равна:

$$l_2 = L_1 - (l_1 + l_3 + 2\Delta),$$

где Δ — толщина стенки кожуха аппарата.

Обобщая многочисленные результаты экспериментов с радиоэлектронными аппаратами в кожухе типа «параллелепипед», В. Г. Володин предложил следующие эмпирические формулы для расчета конвективных коэффициентов теплопередачи от нагретой зоны к кожуху аппарата в условиях естественной конвекции в воздухе. Коэффициент теплопередачи $k_к$ конвекцией между верхней

поверхностью горизонтально ориентированного шасси и кожухом аппарата равен:

$$k_к = CK_г \sqrt{\frac{\overline{t}_ш - t_к}{l_1}} \ [вт/м^2 \cdot град], \qquad (8\text{-}21)$$

где C и $K_г$ — коэффициенты, учитывающие соответственно физические параметры воздуха и ограниченность области I. Коэффициент C зависит от средней температуры $\overline{t}_m = 0{,}5\,(\overline{t}_ш + t_к)$; ниже представлена эта зависимость для воздуха:

$\overline{t}_m$ °C	10	20	40	60	80	100
C, $вт/м^{7/4} \cdot град^{5/4}$	0,762	0,755	0,740	0,730	0,722	0,710

Коэффициент $K_г$ зависит от отношения $\frac{d}{l_1}$:

$$K_г = K_г\left(\frac{d}{l_1}\right), \quad d = \sqrt{\frac{L_2' L_3'}{l_1}},$$

характер этой зависимости представлен на рис. 8-3.

Коэффициенты теплопередачи конвекцией $k_{кI}$ и $k_{кIII}$ в областях I и III для вертикально ориентированного шасси (рис. 8-1, *б*) равны:

$$\left.\begin{aligned} k_{кI} &= C \sqrt[4]{\frac{\overline{t}_ш - t_к}{L_2}}\, K_{вI}^{\gamma}, \\ k_{кIII} &= C \sqrt[4]{\frac{\overline{t}_ш - t_к}{L_2}}\, K_{вIII}^{\gamma}, \\ K_{вI} &= \frac{\sqrt{L_2' L_3'}}{l_1}, \\ K_{вIII} &= \frac{\sqrt{L_2' L_3'}}{l_3}, \\ \gamma &= 0{,}51 + 1{,}40 L_2, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}22)$$

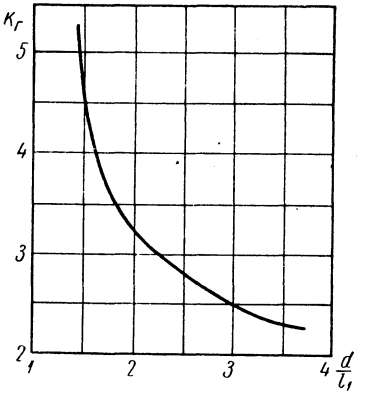


Рис. 8-3. Зависимость $K_г = K_г\left(\frac{d}{l_1}\right)$.

где $K_{вI}$ и $K_{вIII}$ — коэффициенты, учитывающие ограниченность прослоек в областях I и III;

L_2 — высота аппарата;

l_1 и l_3 — средние расстояния от кожуха аппарата до шасси в областях I и III.

Коэффициенты теплоотдачи излучением $\alpha_{лI}$ и $\alpha_{лIII}$ между нагретой зоной и кожухом аппарата в областях I и III рассчитываются по формулам (1-35):

$$\left.\begin{aligned} \alpha_{лI} &= \varepsilon_{прI} f\,(\overline{t}_ш,\ t_к), \\ \alpha_{л\,III} &= \varepsilon_{пр\,III} f\,(\overline{t}_ш,\ t_к). \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}23)$$

Коэффициент облученности φ следует считать равным единице, так как поверхность кожуха полностью охватывает нагретую зону. Пользуясь формулами (1-40), найдем выражения для приведенных степеней черноты:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{\text{пр I}} &= \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{шI}}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{квI}}} - 1\right)\frac{S_{\text{шI}}}{S_{\text{кI}}}}, \\ \varepsilon_{\text{пр III}} &= \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{ш III}}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{кв III}}} - 1\right)\frac{S_{\text{ш III}}}{S_{\text{к III}}}}, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}24)$$

где $\varepsilon_{\text{шI}}$ и $\varepsilon_{\text{шIII}}$ — степени черноты деталей и шасси в областях *I* и *III*;

$\varepsilon_{\text{квI}}$ и $\varepsilon_{\text{квIII}}$ — степени черноты внутренних поверхностей кожуха в областях *I* и *III*;

$S_{\text{шI}}$ и $S_{\text{ш III}}$ — площади поверхностей нагретой зоны в областях *I* и *III*,

$$S_{\text{шI}} = S_{\text{ш III}} = L_2'L_3';$$

$S_{\text{кI}}$ и $S_{\text{к III}}$ — площади поверхностей внутренних частей кожуха в областях *I* и *III*:

$$S_{\text{кI}} = 2l_1 (L_2 + L_3 - 4\Delta) + (L_2 - 2\Delta)(L_3 - 2\Delta),$$

$$S_{\text{к III}} = 2l_3 (L_2 + L_3 - 4\Delta) + (L_2 - 2\Delta)(L_3 - 2\Delta).$$

Конвективный и радиационный теплообмен происходит также между боковой поверхностью нагретой зоны и стенками кожуха аппарата. Будем рассчитывать конвективный коэффициент теплопередачи $k_{\text{кшб}}$ и радиационный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{шлб}}$ между боковой (б) поверхностью нагретой зоны (ш) и кожухом аппарата по следующим приближенным формулам:

$$\left.\begin{aligned} k_{\text{кшб}} &= k_{\text{к}}, \\ \alpha_{\text{шлб}} &= \varepsilon_{\text{шб}}\varepsilon_{\text{квб}} f(\bar{t}_{\text{ш}}, t_{\text{к}}), \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}25)$$

где $k_{\text{к}}$ — рассчитывается по формулам (8-21) или (8-22);

$\varepsilon_{\text{шб}}$ — степень черноты боковой поверхности нагретой зоны;

$\varepsilon_{\text{квб}}$ — степень черноты части внутренней поверхности кожуха, лежащей против боковой поверхности нагретой зоны.

Полный коэффициент теплопередачи $k_{\text{шг}}$ от нагретой зоны к кожуху аппарата определяется для горизонтально ориентированного шасси по формулам:

$$\left.\begin{aligned} k_{\text{шг}} &= k_{\text{к}} + \alpha_{\text{лш I}} + \alpha_{\text{лш III}} + (k_{\text{к}} + \alpha_{\text{шлб}})\frac{S_{\text{б}}}{S_{\text{ш}}}, \\ S_{\text{б}} &= 2l_2 (L_2' + L_3'),\ S_{\text{ш}} = L_2'L_3', \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}26)$$

где $S_{\text{б}}$ — площадь боковой поверхности нагретой зоны.

При расчете полного коэффициента теплопередачи вертикально ориентированного шасси необходимо учитывать реальную поверх-

ность нагретой зоны, омываемую воздушными потоками. Введем обозначения:

$$S_{\text{шр I}} = L_2' L_3' + \sum_{i=1}^{n} p_i \delta_i;$$

$$S_{\text{шр III}} = L_2' L_3' + \sum_{i=1}^{m} p_i \delta_i;$$

$$S_{\text{шр}} = S_{\text{шр I}} + S_{\text{шр III}},$$

где p_i и δ_i — периметр и высота i-той детали;
n и m — число деталей в областях I и III.

Средневзвешенное значение конвективного коэффициента теплопередачи нагретой зоны для вертикально ориентированного шасси

$$\overline{k}_{\text{к}} = \frac{k_{\text{к I}} S_{\text{шр I}} + k_{\text{к III}} S_{\text{шр III}}}{S_{\text{шр}}}. \qquad (8\text{-}27)$$

Полный коэффициент теплопередачи от нагретой зоны вертикально ориентированного шасси равен:

$$k_{\text{шв}} = \overline{k}_{\text{к}} \frac{S_{\text{шр}}}{S_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{шл I}} + \alpha_{\text{шл III}} + \alpha_{\text{шлб}} \frac{S_{\text{б}}}{S_{\text{ш}}}. \qquad (8\text{-}28)$$

Мощность, рассеиваемая конвекцией и излучением от нагретой зоны к кожуху аппарата, равна:

$$P = \sigma_{\text{ш}} (\overline{t}_{\text{ш}} - t_{\text{к}}), \qquad (8\text{-}29)$$

где $\sigma_{\text{ш}}$ — тепловая проводимость от нагретой зоны к кожуху аппарата.

Для вертикально и горизонтально ориентированных шасси тепловая проводимость рассчитывается по формулам:

$$\sigma_{\text{шв}} = k_{\text{шв}} S_{\text{ш}}, \quad \sigma_{\text{шг}} = k_{\text{шг}} S_{\text{ш}}, \quad S_{\text{ш}} = L_2' L_3'. \qquad (8\text{-}30)$$

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений мощностей, рассеиваемых нагретой зоной аппаратов с вертикально и горизонтально ориентированными шасси, дает расхождение в среднем 10%. Анализ формулы (8-21) позволяет предложить приближенную формулу для расчета ориентировочных значений тепловой проводимости $\sigma_{\text{ш}}$ для аппаратов с герметичным кожухом типа «параллелепипед» и горизонтально ориентированным шасси:

$$\sigma_{\text{ш}} = 23 (L_2 - 2\Delta) (L_3 - 2\Delta) \ [вт/град], \qquad (8\text{-}31)$$

где L_2, L_3 и Δ в $м$.

Тепловая проводимость $\sigma_{\text{к}}$ от кожуха аппарата к воздушной среде в условиях естественной конвекции, когда степень черноты наружных поверхностей кожуха равна $\varepsilon = 0{,}8$, может быть ориентировочно оценена по формуле

$$\sigma_{\text{к}} = 8 S_{\text{к}} \ [вт/град], \qquad (8\text{-}32)$$

где $S_{\text{к}}$ — площадь наружной поверхности кожуха в $м^2$.

8-4. Методика инженерного расчета

При проектировании радиоэлектронного аппарата могут возникнуть две задачи: выбор и расчет системы принудительного охлаждения или установление тепловых характеристик аппарата. Первую задачу назовем конструкторским расчетом, вторую — расчетом тепловых характеристик.

а) Конструкторский расчет. Пусть аппарат снабжен системой водяного охлаждения. Тогда основная доля энергии рассеивается через воду и тепловую проводимость $\sigma_ш$ можно оценить ориентировочно по формуле (8-31); то же относится и к тепловой проводимости $\sigma_к$ аппарата, которую в первом приближении можно рассчитывать по формуле (8-32).

Итак, известны следующие параметры: P — мощность источников энергии; допустимая средняя температура $\bar{t}_ш$ нагретой зоны; температура $t'_ж$ входящей жидкости и температура $t_с$ среды.

Тогда из уравнений (8-6) и (8-7) следует:

$$Q = P - (\bar{t}_ш - t_с)\frac{\sigma_ш\sigma_к}{\sigma_ш + \sigma_к}. \qquad (8\text{-}33)$$

Зная ориентировочно значения $\sigma_ш$ и $\sigma_к$, находим мощность, которая должна быть рассеяна за счет стоков энергии. Далее задаем расход жидкости и находим w, а из (8-4) — $t''_ж$. Пользуясь уравнением (8-5), определяем проводимость $\sigma_т$. Зная $\sigma_т$, можно найти площадь поверхности охладительной системы. Если последняя задана, то, ведя расчет в несколько ином порядке, нетрудно получить расход жидкости.

б) Методика расчета тепловой характеристики радиоэлектронного аппарата. Зная зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры, целесообразно вести расчет тепловой характеристики, задавая не мощность, рассеиваемую в аппарате, а температуру кожуха. В результате расчета придем к мощности, рассеиваемой аппаратом, при выбранном значении температуры кожуха, т. е. получим одну точку на тепловой характеристике аппарата. Следует придерживаться следующей схемы расчета.

1. Зная скорость движения жидкости v и ее физические параметры, находим в первом приближении w^I и $\sigma^I_т$. Физические параметры жидкости выбираются из табл. 1-2 для температуры $t'_ж$ вместо средней (пока неизвестной) температуры жидкости. Коэффициент теплоотдачи от трубы к жидкости определяется по формулам (1-27)—(1-32).

2. По формуле (8-31) оцениваем в первом приближении тепловую проводимость $\sigma^I_ш$.

3. Задаем температуру кожуха $t_к$ и среды $t_с$ и находим по формуле (8-8) тепловую проводимость $\sigma_к$ и, принимая во внимание результаты расчетов $\sigma^I_т$, $\sigma^I_ш$ и w^I, определяем по формуле (8-13) параметр D^I.

4. По формуле (8-12) определяем в первом приближении мощность P^{I} источников энергии, соответствующую выбранному значению $t_к$.

5. По формулам (8-9) — (8-11) находим температуру $(t''_ж)^{I}$ вытекающей жидкости, среднюю температуру нагретой зоны $(\bar{t}_ш)^{I}$ и мощность Q^{I} стоков; результаты пока носят приближенный характер.

Если температура $(t''_ж)^{II}$ значительно отличается от $(t''_ж)^{I}$, то снова проводим расчет, полагая $(\bar{t}_ж)^{II} = 0{,}5\,[(t'_ж)^{I} + (t''_ж)^{I}]$ (второе приближение) и уточняя значения тепловых проводимостей $\sigma_т^{II}$, $\sigma_ш^{II}$ и D^{II}. Порядок расчетов второго приближения остается прежним.

Таким образом определяется одна точка тепловых характеристик аппарата; для расчета второй точки следует выбрать иное значение температуры кожуха и повторить расчет в прежней последовательности.

Для проведения расчетов требуется знать тепловые проводимости $\sigma_ж$, $\sigma_ш$, $\sigma_т$ и параметр w. Расчет величин $\sigma_к$, $\sigma_т$ и w не вызывает принципиальных затруднений, расчет $\sigma_ш$ пока возможен не во всех случаях. Остановимся подробнее на методике расчета тепловых проводимостей.

Тепловая проводимость $\sigma_к$ от кожуха аппарата в окружающую среду определяется по формуле (8-8):

$$\sigma_к = \sum_l \alpha_l S_{кl},$$

где $S_{кl}$ — поверхности отдельных частей l кожуха;

α_l — суммарные коэффициенты теплоотдачи этих частей.

Например, если кожух изготовлен в форме параллелепипеда, то $S_{кl}$ состоит из боковой поверхности $S_{кб}$, поверхностей $S_{кд}$ дна и $S_{кв}$ верха кожуха, т. е.

$$S_к = S_{кб} + S_{кд} + S_{кв}.$$

Им соответствуют коэффициент теплоотдачи $\alpha_б$, $\alpha_д$, $\alpha_в$, которые могут быть рассчитаны по формулам, приведенным во второй главе. Проводимость $\sigma_к$ заметно изменяется с температурой, поэтому схема построена так, что расчет начинается с задания температуры кожуха.

Параметр w может быть определен по формуле (8-4).

Тепловая проводимость $\sigma_т$ от стенок трубы к протекающей жидкости определяется по формулам (1-27)—(1-30).

Наибольшие затруднения вызывает расчет тепловой проводимости $\sigma_ш$ между поверхностью нагретой зоны и стенками кожуха. Для герметичных кожухов типа «параллелепипед» с вертикально или горизонтально ориентированными шасси тепловая проводимость может быть рассчитана по формулам (8-30), если теплообмен между шасси и кожухом протекает в условиях естественной конвекции.

Пример 8-1.

Рассчитать тепловую характеристику радиоэлектронного аппарата. Кожух аппарата изготовлен в форме параллелепипеда со следующими размерами: $L_1 = 38{,}4$ *см*, $L_2 = 58{,}5$ *см*, $L_3 = 38{,}0$ *см*. Размеры шасси L'_3 и L'_2 примерно равны

соответствующим внутренним размерам кожуха. Шасси ориентировано горизонтально, расстояние от крышки кожуха до нагретой зоны $l_1 = 16$ *см*, высота нагретой зоны $l_2 = 11$ *см*, расстояние от шасси до дна аппарата $l_3 = 11$ *см*, толщина стенок кожуха $\Delta = 0{,}2$ *см*. Все внутренние и наружные поверхности аппарата, поверхности шасси и деталей окрашены черной нитроэмалью, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}92$. Наружные поверхности аппарата омываются воздухом, температура которого $t_c = 20°$ С. На шасси напаяна медная трубка с внутренним диаметром $d_{вн} = 0{,}4$ *см*, трубка в виде петли охватывает шасси, ее общая длина $L = 106$ *см*. Радиус закругления трубы $R = 7{,}0$ *см*. В трубу втекает вода с температурой $t'_ж = 15°$ С, расход жидкости $B = 36$ *л/час*. Найти тепловую характеристику аппарата.

Решение.

Расчет тепловой характеристики будем проводить согласно предложенной выше методике.

1. Находим скорость движения жидкости

$$v = \frac{4B}{\pi d_{вн}^2} = \frac{4 \cdot 36}{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-6}} \text{ л/м}^2\cdot\text{час} = \frac{4 \cdot 36 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot 3{,}6 \cdot 10^3} = 0{,}8 \text{ м/сек}.$$

Физические параметры воды при $(\overline{t}_ж)^I = 15°$ С определяются по табл. 1-2: $\gamma = 999$ *кГ/м*^{3}; $c = 4215$ *дж/кГ·град*; $\lambda = 0{,}580$ *вт/м·град*; $\nu = 1{,}15 \cdot 10^{-6}$ *м*^{2}*/сек*. Определяем критерий Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{v d_{вн}}{\nu} = \frac{0{,}8 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{1{,}15 \cdot 10^{-6}} = 2800.$$

Так как $2{,}2 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} = 2800 < 10^4$, режим движения жидкости в трубке переходный. Дальнейший расчет производим по формулам (1-32) и (1-33). Предположим, что температуры жидкости и стенок трубки практически одинаковы и равны $t'_ж = 15°$ С; тогда из формулы (1-33) и табл. 1-6 следует:

$$\mathrm{Pr}_ж = \mathrm{Pr}_f = 8{,}3; \quad M = 8{,}3^{0{,}43} \approx 2{,}5;$$

критерию $\mathrm{Re} = 2800$ соответствует $K = 5{,}36$; по формуле (1-32) находим критерий Nu и по формуле (1-22) — коэффициент теплоотдачи $\alpha_т$:

$$\mathrm{Nu}_f = 5{,}36 \cdot 2{,}5 = 13{,}4; \qquad \alpha_т = 13{,}4 \frac{0{,}580}{4 \cdot 10^{-3}} = 1950 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град}.$$

Находим площадь поперечного сечения f трубы и ее полную внутреннюю поверхность $S_т$:

$$f = \frac{\pi}{4} 16 \cdot 10^{-6} = 0{,}126 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad S_т = \pi L d_{вн} = \pi \cdot 1{,}06 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 1{,}33 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

По формулам (8-4) и (8-5) определяем параметр w и тепловую проводимость $\sigma_т$:

$$w^I = 0{,}8 \cdot 0{,}126 \cdot 10^{-4} \cdot 9{,}99 \cdot 10^2 \cdot 4{,}21 \cdot 10^{-3} = 42{,}4 \text{ вт/град};$$

$$\sigma_т^I = 1950 \cdot 1{,}33 \cdot 10^{-2} = 25{,}9 \text{ вт/град}.$$

По формуле (8-31) оцениваем тепловую проводимость $\sigma_ш$ от нагретой зоны к кожуху:

$$\sigma_ш^I = 23\ (0{,}585 - 0{,}004)\ (0{,}380 - 0{,}004) = 5{,}0 \text{ вт/град}.$$

3. Задаем температуру кожуха $t_к = 30°$ С и находим $\sigma_к$ по формулам (8-8) (1-9)—(1-11), (1-35):

$$\alpha_{кб} = 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}384}\right)^{1/4} = 3{,}10 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};$$

$$\alpha_{кв} = 1{,}30 \cdot 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}380}\right)^{1/4} = 4{,}05 \text{ вт/м}^2\cdot\text{град};$$

$$\alpha_{кд} = 0{,}70 \cdot 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}380}\right)^{1/4} = 2{,}18 \; вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha_{лб} = \alpha_{лв} = \alpha_{лд} = 0{,}92 \cdot 6{,}05 = 5{,}55 \; вт/м^2 \cdot град;$$

$$\sigma_к = (3{,}10 + 5{,}55)\,(0{,}384 \cdot 0{,}380 + 0{,}384 \cdot 0{,}585)2 + (4 \cdot 05 + 5{,}55) \times$$

$$\times\, 0{,}585 \cdot 0{,}380 + (2{,}18 + 5{,}55)0{,}585 \cdot 0{,}380 \approx 10{,}3 \; вт/град.$$

По формуле (8-13) определяем D^{I} (первое приближение):

$$D^{I} = 42{,}4 \left(\frac{1}{10{,}3} + \frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{25{,}9}\right) + 0{,}5 = 14{,}7.$$

4. По формуле (8-12) определяем мощность источников энергии P^{I}, соответствующую заданной температуре кожуха 30° С:

$$30 = \frac{P^{I}}{10{,}3}\left[1 - \frac{42{,}4}{14{,}7}\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right)\right] + 20\left(1 - \frac{42{,}4}{14{,}7 \cdot 10{,}3}\right) +$$

$$+ \frac{42{,}4}{14{,}7 \cdot 10{,}3}\,15; \quad P^{I} = 820 \; вт.$$

5. По формулам (8-9)—(8-11) находим:

$$Q^{I} = \frac{42{,}4}{14{,}7}\left[(20 - 15) + 820\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right)\right] = 715 \; вт;$$

$$\bar{t}^{I}_{ш} = \frac{1}{14{,}7}\left\{\frac{42{,}4}{5{,}0}\,15\left[\frac{14{,}7 - \frac{5{,}0}{10{,}3}\left(\frac{42{,}4}{25{,}9} + 0{,}5\right)}{14{,}7 - \frac{42{,}4}{10{,}3}}\right] +\right.$$

$$\left. + \left(\frac{42{,}4}{25{,}9} + 0{,}5\right)\left[20 + 820\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right)\right]\right\} = 42° \text{ С};$$

$$(t''_{ж})^{I} = \frac{1}{14{,}7}\left[(14{,}7 - 1)\,15 + 20 + 820\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right)\right] = 32° \text{ С}.$$

6. Так как температура $(\bar{t}_{ж})^{I} = 15°$ С значительно отличается от температуры $(\bar{t}_{ж})^{II} = 0{,}5\,(15 + 32) = 23°$ С, то следует повторить расчеты во втором приближении. Для нового значения средней температуры жидкости $(\bar{t}_{ж})^{II} = 23°$ С выбираем из табл. 1-6 величины теплофизических параметров: $\gamma = 997 \; кГ/м^3$; $c = 4200 \; дж/кГ \cdot град$; $\nu = 0{,}940 \cdot 10^{-6} \; м^2/сек$.

Вычислим значения вторых приближений параметров Re, $\alpha_т$, $\sigma_т$, w:

$$\mathrm{Re} = \frac{0{,}8 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{0{,}940 \cdot 10^{-6}} = 3400; \quad K = 7{,}72; \quad M = 2{,}25;$$

$$\alpha^{II}_{т} = 2640 \; вт/м^2 \cdot град;$$

$$\sigma^{II}_{т} = 2640 \cdot 1{,}33 \cdot 10^{-2} = 35{,}0 \; вт/град;$$

$$w^{II} = 0{,}8 \cdot 0{,}126 \cdot 10^{-4} \cdot 997 \cdot 4200 = 42{,}2 \; вт/град.$$

Пска $\sigma_ш$ оставим прежним, т. е. $\sigma_ш^{II} = 5{,}0$ *вт/град*; температура кожуха $t_к =$ $= 30°$ С и $\sigma_к = 10{,}3$ *вт/град*. Тогда

$$D^{II} = 42{,}2\left(\frac{1}{10{,}3} + \frac{1}{5{,}03} + \frac{1}{35}\right) + 0{,}5 = 14{,}3.$$

Определяем во втором приближении мощность источников энергии:

$$30 = \frac{P^{II}}{10{,}3}\left[1 - \frac{42{,}2}{14{,}3}\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right) + 20\left(1 - \frac{42{,}2}{14{,}3\cdot 10{,}3}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{42{,}2}{14{,}3\cdot 10{,}3}\,15\right]; \quad P = 920 \text{ вт}.$$

По формуле (8-9) находим мощность стоков энергии

$$Q^{II} = \frac{42{,}2}{14{,}3}\left[(20 - 15) + 920\left(\frac{1}{5{,}0} + \frac{1}{10{,}3}\right)\right] = 820 \text{ вт}.$$

По формуле (8-4) находим $(t''_ж)^{II}$:

$$(t''_ж)^{II} = \frac{820}{42{,}2} + 15 = 34{,}5° \text{ С}.$$

Средняя температура жидкости в третьем приближении равна:

$$(\bar{t}_ж)^{III} = 0{,}5\,(34{,}5 + 15) = 25° \text{ С},$$

а в начале расчета второго приближения была взята $(\bar{t}_ж)^{II} = 23°$ С, т. е. третье приближение можно уже не рассчитывать.

По формуле (8-5) находим среднеповерхностную температуру нагретой зоны:

$$\bar{t}_ш = \frac{820}{35{,}0} + 25{,}0 = 48{,}4° \text{ С}.$$

На этом расчет заканчивается.

Пример 8-2.

Найти тепловые характеристики аппарата, рассмотренного в примере 8-1, при условии, что стоки энергии отсутствуют.

Задаем температуру кожуха $t_к = 30°$ С и, зная $t_с = 20°$ С, определяем $\sigma_к$. Эта часть расчета совпадает с соответствующим расчетом в примере 8-1, поэтому результат расчета пишем сразу: $\sigma_к = 10{,}3$ *вт/град*.

По формуле (8-31) оцениваем тепловую проводимость нагретой зоны $\sigma_ш^{I} =$ $= 5{,}03$ *вт/град* (см. пример 8-1) и по формуле (8-15) находим в первом приближении температуру шасси:

$$\bar{t}_ш^{I} = 20 + 10\left(1 + \frac{10{,}3}{5{,}03}\right) = 50{,}5° \text{ С}.$$

По формуле (8-14) находим мощность, рассеиваемую аппаратом:

$$P = 10{,}3\cdot 10 = 103 \text{ вт}.$$

На этом заканчивается расчет в первом приближении.

Определим более точно величину $\sigma_ш$.

Предварительно рассчитаем геометрические параметры и приведенные степени черноты:

$$S_{ш} = (58{,}5—0{,}4)\,(38{,}0—0{,}4)10^{-4} = 0{,}218\ м^2;$$

$$S_{кI} = 2\cdot 0{,}16\,(0{,}585 + 0{,}380 — 0{,}008) + 0{,}2185 = 0{,}524\ м^2;$$

$$S_{кIII} = 2\cdot 0{,}11\cdot 0{,}957 + 0{,}218 = 0{,}428\ м^2;$$

$$\varepsilon_{прI} \cong \varepsilon_{прIII} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0{,}92} - 1\right) + \left(\frac{1}{0{,}92} - 1\right)\frac{0{,}218}{0{,}524}} = 0{,}89.$$

По формуле (8-23) находим $\alpha_{лI}$ и $\alpha_{лIII}$:

$$\alpha_{лI} = \alpha_{лIII} = 0{,}89\cdot 7{,}02 = 6{,}25\ вт/м^2\cdot град.$$

По формуле (8-21) находим $k_к$:

$$C = 0{,}740\ вт/м^{7/4}\cdot град^{5/4};\quad d = \sqrt{0{,}218} = 0{,}467\ м;\quad l_1 = 0{,}16\ м;$$

$$K_г = K_г\left(\frac{0{,}467}{0{,}16}\right) = 2{,}55;$$

$$k_к = 0{,}740\cdot 2{,}55\sqrt[4]{\frac{20{,}5}{0{,}16}} = 6{,}4\ вт/м^2\cdot град.$$

По формулам (8-25) находим $k_{кшб}$ и $\alpha_{шлб}$:

$$k_{кшб} = 6{,}4\ вт/м^2\cdot град;$$

$$\alpha_{шлб} = 0{,}92\cdot 0{,}92\cdot 7{,}02 = 5{,}9\ вт/м^2\cdot град.$$

По формулам (8-26) рассчитываем полный коэффициент теплопередачи нагретой зоны:

$$S_б = 2\cdot 0{,}11\cdot 0{,}957 = 0{,}210\ м^2;$$

$$k_{шг} = 6{,}4 + 6{,}25 + 6{,}25 + (6{,}4 + 5{,}9)\frac{0{,}210}{0{,}218} = 30{,}7\ вт/м^2\cdot град.$$

По формуле (8-30) находим тепловую проводимость $\sigma_ш$ от нагретой зоны к кожуху аппарата:

$$\sigma_ш = 30{,}7\cdot 0{,}218 = 6{,}70\ вт/град.$$

По формуле (8-29) находим второе приближение значения средней температуры нагретой зоны:

$$\bar{t}^{II}_ш = \frac{103}{6{,}70} + 30 = 45{,}4^\circ\ С.$$

Значения средних температур нагретой зоны $\bar{t}^{I}_ш = 50{,}5^\circ$ С и $\bar{t}^{II}_ш = 45{,}4^\circ$ С отличаются, поэтому требуется дальнейшее уточнение, т. е. расчет третьего приближения средней температуры нагретой зоны. Вторая точка тепловой характеристики аппарата рассчитывается таким же способом.

Сравнивая результаты расчетов, приведенных в примерах 8-1 и 8-2, видим, что аппарат с водяным охлаждением рассеивает примерно в 15 раз бóльшую мощность по сравнению с естественно охлаждающимся аппаратом. Эти результаты убедительно показывают эффективность водяного охлаждения.

Пример 8-3.

Конструкторский расчет системы охлаждения. Рассмотрим тот же аппарат, что и в предыдущих примерах, но работающий в ином режиме.

Температура окружающей среды $t_c = 50°$ С, допустимая средняя температура нагретой зоны $\bar{t}_ш = 60°$ С, мощность источников внутри аппарата $P = 500$ *вт*.

Не приводя расчетов, проделанных по схеме примера 8-2, укажем, что в условиях естественной конвекции сформулированные выше требования удовлетворить нельзя. Необходима специальная система охлаждения аппарата; остановимся на системе охлаждения с помощью воды, протекающей по напаянным на шасси трубам, и найдем, какая поверхность труб требуется для охлаждения аппарата.

Решение.

По формулам (8-31) и (8-32) находим приближенные значения тепловых проводимостей от нагретой зоны к кожуху аппарата и от кожуха аппарата к среде:

$$\sigma_ш = 23\ (0{,}585—0{,}004)\ (0{,}380—0{,}004) = 5{,}0\ вт/град;$$

$$\sigma_к = 8\ (0{,}384 \cdot 0{,}585 \cdot 2 + 0{,}384 \cdot 0{,}380 \cdot 2 + 2 \cdot 0{,}585 \cdot 0{,}380) = 9{,}5\ вт/град.$$

По формуле (8-33) находим мощность стоков энергии:

$$Q = 500 - (60 - 50)\frac{5{,}03 \cdot 9{,}5}{5{,}03 + 9{,}5} \approx 467\ вт.$$

Задаем расход воды $B = 36$ *л/час*, ее температуру на входе $t'_ж = 15°$ С и внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 4$ *мм*. Тогда (см. пример 8-1) $v = 0{,}8$ *м/сек*; $w = 42{,}2$ *вт/град*; по формуле (8-4) находим

$$t''_ж = \frac{467}{42{,}2} + 15 = 26° \text{ С}.$$

Используя уравнение (8-5), определяем $\sigma_т$:

$$\sigma_т = \frac{467}{60 - 20{,}5} = 11{,}8\ вт/град.$$

Так как средняя температура жидкости, ее скорость и диаметр трубы совпадают с соответствующими параметрами в примере 8-1, то воспользуемся полученным там значением коэффициента теплоотдачи $\alpha_т = 2640\ вт/м^2 \cdot град$ и найдем площадь поверхности трубы, при которой поставленные выше требования будут удовлетворены:

$$S_т = \frac{11{,}8}{2640} = 4{,}46 \cdot 10^{-3}\ м^2.$$

8-5. Тепловой режим аппарата с горизонтальным шасси и неравномерным температурным полем кожуха

Выше в общем виде была решена задача о тепловом режиме аппарата, в нагретой зоне которого расположены источники и стоки энергии; при этом шасси может быть ориентировано как вертикально, так и горизонтально. При решении задачи о тепловом режиме такого аппарата предполагалось, что температурное поле кожуха равномерно. В некоторых случаях стенки кожуха аппарата могут иметь различную температуру, что следует учитывать при расчетах. Проведем аналитическое исследование теплового режима аппарата, герметичный кожух которого имеет форму параллелепипеда, а шасси ориентировано горизонтально; при этом будем учитывать неравномерность температурного поля кожуха аппарата. Анализ теплового режима будет основан на несколько иной схематизации процессов теплообмена в аппарате и проведен при некоторых предположениях частного характера, что придаст расчетным формулам определенную ограниченность по сравнению с расчетными формулами (8-9)—(8-19).

Однако имеет смысл познакомить читателя с результатами этой работы, так как, несмотря на ограниченные возможности метода, с его помощью удалось решить ряд практически интересных задач, и, кроме того, результаты расчетов хорошо совпадают с результатами экспериментального изучения температурного поля аппаратов данного типа.

а) Постановка задачи; схематизация явлений теплообмена. Пусть радиоэлектронное устройство представляет собой металлический герметичный кожух в форме параллелепипеда, внутри которого на горизонтально ориентированном шасси расположены различные радиодетали. Область *II* (на рис. 8-2, *в* заштрихована), занятую деталями и шасси, представим в виде параллелепипеда и будем называть в дальнейшем нагретой зоной [1]. В этой зоне выделяется тепловая энергия, которая рассеивается в окружающую среду, преодолевая тепловые сопротивления областей *I* и *II*, а также тепловые сопротивления на наружных поверхностях кожуха. Рассмотрим подробнее процесс переноса тепловой энергии в данном устройстве. Теплообмен в области *I* происходит путем кондукции, конвекции и излучения. Если в области *I* отсутствует вентиляция, то конвективно-кондуктивный теплообмен можно уподобить процессу переноса тепла через прослойку газа. При расчете лучистого теплообмена необходимо учитывать, что процесс протекает в замкнутой оболочке, отдельные части которой имеют различные площади S_i, температуры t_i и степени черноты ε_i. В области *III* при отсутствии вентиляции можно пренебречь переносом тепла конвекцией и считать, что практически вся энергия передается излучением. При этом остается в силе замечание, сделанное относительно лучистого теплообмена для области *I*.

Процессы теплообмена в области *II* весьма сложны и во многом определяются расположением деталей, распределением мощностей и состоянием поверхности отдельных деталей. Не останавливаясь на каком-либо конкретном частном случае, найдем среднюю температуру поверхностей (деталей) нагретой зоны, т. е. будем полагать температурное поле в области *II* равномерным ($\lambda_2 = \infty$).

Вся мощность, выделяющаяся внутри замкнутой оболочки (кожуха), в конечном итоге рассеивается в окружающую среду, преодолевая тепловое сопротивление на границе поверхность кожуха — окружающая среда.

Величина этого теплового сопротивления будет зависеть от характера теплообмена на поверхности (естественная или вынужденная конвекция, испарение).

Поставим перед собой следующую задачу: найти аналитический вид зависимости между мощностью, выделяющейся в нагретой зоне, и температурами боковой, верхней и нижней поверхностей кожуха, а также средней температурой нагретой зоны.

Предположим, что области *I* и *III* заполнены твердой средой

---

[1] Метод расчета геометрических параметров нагретой зоны такой же, как и в 8-3.

с некоторыми эквивалентными значениями коэффициентов теплопроводности λ_1 и λ_3. Величина этих коэффициентов должна быть такой, чтобы количество тепла, переносимого через твердое тело от нагретой зоны к верхней и нижней крышкам кожуха, равнялось бы количеству тепла, переносимого в реальных условиях.

Предположим далее, что можно вычислить мощность $P_б$, рассеиваемую боковой поверхностью кожуха. Тогда количество тепла, переносимого в единицу времени от нагретой зоны к верхней и нижней крышкам кожуха, равно $P - P_б$; здесь через P обозначена полная мощность, выделяющаяся в нагретой зоне. Такая схематизация явлений теплообмена в кожухе позволяет пока рассматриваемую задачу свести к следующей простой задаче. Неограниченная трехсоставная пластина разогревается под действием источников энергии, расположенных в области *II* (рис. 8-2, *в*). Теплообмен на внешних поверхностях пластины подчиняется закону Ньютона. Температурное поле в области *II* равномерное.

Стационарное поле температур в такой системе описывается следующей системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{dt_1}{dx} = 0, \quad \frac{dt_2}{dx} = 0 \quad (0 \leqslant x \leqslant L),\\
&\left[\frac{dt_1}{dx} - \frac{\alpha_в}{\lambda_1}(t_1 - t_c)\right]_{x=0} = 0,\\
&\left[\frac{dt_3}{dx} + \frac{\alpha_н}{\lambda_3}(t_3 - t_c)\right]_{x=L_1} = 0,\\
&\lambda_1 \frac{dt_1}{dx}\Big|_{x=l_1} - \lambda_3 \frac{dt_3}{dx}\Big|_{x=l_1+l_3} = \frac{P - P_б}{S_ш},\\
&t_1|_{x=l_1} = t_3|_{x=l_1+l_3}, \quad S_ш = L_2' L_3',
\end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}34)$$

где t_1 и t_3 — температуры в областях *I* и *III*;
$\alpha_в$ и $\alpha_н$ — полные коэффициенты теплоотдачи верхней и нижней поверхностей кожуха;
$S_ш$ — площадь верхней поверхности нагретой зоны;
x — текущая координата (рис. 8-2, *в*); остальные обозначения уже упоминались выше.

Мощность, рассеиваемая боковой поверхностью, определяется по формуле

$$P_б = \alpha_б (t_б - t_c) S_б, \qquad (8\text{-}35)$$

где $t_б$ — температура боковой поверхности кожуха;
t_c — температура внешней среды;
$\alpha_б$ — полный коэффициент теплоотдачи боковой поверхности;
$S_б$ — площадь боковой поверхности.

Решение системы уравнений (8-34) приводит к следующим выражениям для температур верхней $t_в$ и нижней $t_н$ крышек кожуха

и средней температуры $t_ш$ нагретой зоны *II*:

$$\left.\begin{aligned} t_в - t_с &= \frac{P - P_б}{S_ш R}\,\frac{1}{\alpha_в}\left(\frac{1}{\alpha_н} + \frac{l_з}{\lambda_з}\right), \\ t_н - t_с &= \frac{P - P_б}{S_ш R}\cdot\frac{1}{\alpha_н}\left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{l_1}{\lambda_1}\right), \\ t_ш - t_с &= \frac{P - P_б}{S_ш R}\left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{l_1}{\lambda_1}\right)\left(\frac{1}{\alpha_н} + \frac{l_з}{\lambda_з}\right), \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}36)$$

где

$$R = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_з}{\lambda_з} + \frac{1}{\alpha_н}\,. \qquad (8\text{-}37)$$

Конвективные составляющие коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{кв}$, $\alpha_{кн}$, $\alpha_{кб}$ вычисляются по формулам (1-9)—(1-12), (1-13)—(1-35) при естественной конвекции окружающей среды, по формулам (1-22а), (1-23) — при вынужденном движении наружной среды вдоль поверхностей кожуха. Радиационные составляющие коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{лв}$, $\alpha_{лн}$, $\alpha_{лб}$ вычисляются по формуле (1-35). Полные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в$, $\alpha_н$, $\alpha_б$, как известно, складываются из конвективной и радиационной составляющих.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности λ_1 в прослойке *I* зависит от конвективно-кондуктивного и радиационного переноса тепла через горизонтальную прослойку. Пользуясь формулами (1-18б) и (1-35), нетрудно получить выражение для λ_1:

$$\left.\begin{aligned} \lambda_1 &= 0{,}453 l_1 \sqrt[4]{\frac{\bar{t}_ш - t_с}{l_1}} + \alpha_{л1}\, l_1 \; вт/м\cdot град, \\ \alpha_{л1} &= \varepsilon_{пр1} f\,(\bar{t}_ш,\ t_в)\ \varphi_{шв}, \\ \varepsilon_{пр1} &= \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_{ш1}} - 1\right)\varphi_{шв} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{iв}} - 1\right)\varphi_{вш}}, \\ \varphi_{шв} S_ш &= \varphi_{вш} S_в,\ S_ш = L_2' L_3', \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}38)$$

где $\varepsilon_{пр\,1}$ — приведенная степень черноты между двумя параллельными прямоугольниками — верхней поверхностью нагретой зоны и верхней крышкой кожуха;

$\varepsilon_{ш1}$ — степень черноты верхней части нагретой зоны;

$\varepsilon_{iв}$ — степень черноты внутренней поверхности крышки кожуха;

$\varphi_{шв}$ и $\varphi_{вш}$ — коэффициенты облученности систем шасси — крышка и крышка — шасси, значения их могут быть найдены из рис. 1-10.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_з$ в прослойке *III* зависит только от радиационного теплообмена в этой прослойке

между нижней поверхностью шасси ($S_{ш2}$) и внутренней поверхностью дна кожуха, т. е.

$$\left.\begin{aligned} \lambda_з &= \alpha_{лз} l_з, \\ \alpha_{лз} &= \varepsilon_{прз} f(\bar{t}_ш, t_н)\, \varphi_{шн}, \\ \varepsilon_{прз} &= \frac{1}{1+\left(\frac{1}{\varepsilon_{шз}}-1\right)\varphi_{шн}+\left(\frac{1}{\varepsilon_{iн}}-1\right)\varphi_{нш}}, \\ \varphi_{шн} S_{ш2} &= \varphi_{нш} S_н, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}39)$$

где $\varepsilon_{пр\,з}$ — приведенная степень черноты между двумя параллельными прямоугольниками — нижней поверхностью нагретой зоны ($S_{ш2}$) со степенью черноты $\varepsilon_{шз}$ и внутренней поверхностью дна кожуха ($S_н$) со степенью черноты $\varepsilon_{iн}$;

$\varphi_{шн}$ и $\varphi_{нш}$ — коэффициенты облученности систем шасси — дно и дно — шасси (рис. 1-10).

По формулам (8-35)—(8-39) можно рассчитать тепловые характеристики боковой, верхней и нижней поверхностей кожуха и нагретой зоны. Коэффициенты $\alpha_в$, $\alpha_н$, λ_1, $\lambda_з$ зависят от температуры и, следовательно, тепловые характеристики нелинейны. Можно рекомендовать следующий простой метод последовательных приближений расчета $t_i = t_i(P)$ с учетом зависимости коэффициентов α_i, λ_i от температуры.

Необходимо задать геометрические параметры устройства, а также степени черноты отдельных его поверхностей. Далее по формулам (8-38) и (8-39) следует рассчитать параметры φ_i и $\varepsilon_{пр\,i}$, характеризующие геометрические свойства излучения и приведенные степени черноты. Так как эти параметры не зависят от температуры, то их численные значения будут справедливы для всех приближений.

Задаем температуру боковой поверхности кожуха и по формуле (8-35) определяем мощность $P_б$, рассеиваемую боковой поверхностью кожуха. Величины $t_б$ и $P_б$ останутся неизменными в дальнейших расчетах.

Расчет первого приближения. Считаем температуру всех поверхностей кожуха одинаковой и равной $t_б$, а температуру нагретой зоны грубо оцениваем по формуле

$$\bar{t}^{\,I}_ш = t_б + 2{,}5\,(t_б - t_с). \qquad (8\text{-}40)$$

Эта формула построена при предположении, что температурные скачки между поверхностью и средой примерно одинаковы как внутри, так и снаружи аппарата. Далее находим $\alpha_в$ и $\alpha_н$ и рассчитываем в первом приближении полную мощность, рассеиваемую кожухом,

$$P^I = P_б + \alpha^I_в\,(t^I_в - t_с)\,S_в + \alpha^I_н\,(t^I_н - t_с)\,S_н. \qquad (8\text{-}41)$$

Расчет второго приближения. Зная в первом приближении $t^I_в = t^I_н = t_б$, $\bar{t}^{\,I}_ш$ и P^I, по формуле (8-36) находим значения этих температур во втором приближении. При этом значения коэффициентов λ_1 и $\lambda_з$ определяем по формулам (8-38), (8-39). Анало-

гичным образом производится расчет третьего и последующих приближений, пока значения температур последующего и предыдущего приближений практически не будут различаться. Обычно температуры во втором и третьем приближениях практически совпадают между собой. Это обстоятельство делает весь расчет малотрудоемким. Таким образом рассчитывается одна точка на кривой $t_i - t_c = F(P)$. Аналогичным образом находят и вторую точку, задав иное значение $t_б$; третьей точкой является начало координат. Этих точек вполне достаточно, чтобы провести кривую, охватывающую весь практически встречающийся интервал изменения температур и мощности.

б) Влияние экранов на тепловой режим устройства. На рис. (8-2, *г*) изображены два экрана, расположенные выше и ниже шасси. Роль второго экрана иногда может играть шасси, если все греющиеся детали при сборке приподняты над шасси на 0,5—2 *мм*.

Используя рассмотренный выше метод, нетрудно получить расчетные формулы и для исследуемого случая:

$$\left.\begin{aligned} t_в - t_c &= \frac{P - P_б}{S_ш R} \cdot \frac{R_2}{\alpha_в}, \\ t_{э1} - t_c &= \frac{P - P_б}{S_ш R} \cdot R_2 \left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{l_1}{\lambda_1}\right), \\ \bar{t}_ш - t_c &= \frac{P - P_б}{S_ш R} R_1 R_2, \\ t_{э2} - t_c &= \frac{P - P_б}{S_ш R} R_1 \left(\frac{1}{\alpha_н} + \frac{l_3}{\lambda_3}\right), \\ t_д - t_c &= \frac{P - P_б}{S_ш R} \cdot \frac{R_1}{\alpha_н}, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}42)$$

где $t_{э1}$ и $t_{э2}$ — температуры верхнего и нижнего экранов;

$$R_1 = \frac{l_{1э}}{\lambda_{1э}} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_в}; \qquad R_2 = \frac{l_{2э}}{\lambda_{2э}} + \frac{l_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_н};$$

$$R = R_1 + R_2.$$

Значения коэффициентов теплопроводности $\lambda_{1э}$ и $\lambda_{2э}$ находят по методу, рассмотренному в 8-5, а; смысл остальных параметров ясен из рис. 8-2, *г*.

Пример 8-4.

Радиоэлектронный аппарат в герметичном кожухе типа «параллелепипед» с горизонтально ориентированным шасси эксплуатируется в лабораторных условиях. Температура окружающей аппарат воздушной среды $t_c = 20°$ С, теплообмен происходит в условиях естественной конвекции. Внутренние и наружные поверхности аппарата окрашены черной или серой нитроэмалевой краской ($\varepsilon = 0{,}92$). Размеры кожуха $L_1 = 0{,}384$ *м*; $L_2 = 0{,}585$ *м*; $L_3 = 0{,}380$ *м*; расстояние от крышки кожуха до нагретой зоны $l_1 = 0{,}16$ *м*; высота нагретой зоны $l_2 = 0{,}11$ *м*; расстояние от нагретой зоны до дна кожуха $l_3 = 0{,}11$ *м*; толщина стенок кожуха $\Delta = 0{,}002$ *м*. [1]

Найти тепловые характеристики аппарата.

---

[1] Аналогичный аппарат рассматривался в примере 8-1.

Решение.

По формулам (8-38) и (8-39) находим приведенные степени черноты; коэффициенты облученности определяем по рис. 1-10:

$$\frac{L_2}{L_3} = \frac{0{,}585}{0{,}380} = 1{,}54; \quad \frac{L_2}{l_1} = \frac{0{,}585}{0{,}160} = 3{,}65; \quad \varphi_{шв} = 0{,}62;$$

$$\frac{L_2}{l_3} = \frac{0{,}585}{0{,}11} = 5{,}3; \quad \varphi_{шн} = 0{,}75;$$

$S_ш = S_в = S_н = 0{,}585 \cdot 0{,}380 = 0{,}222\ м^2$; $\varphi_{шв} = \varphi_{вш} = 0{,}62$; $\varphi_{шн} = \varphi_{нш} = 0{,}75$;

$$\varepsilon_{пр1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0{,}92} - 1\right) 0{,}62 + \left(\frac{1}{0{,}92} - 1\right) 0{,}62} = 0{,}90;$$

$$\varepsilon_{пр3} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0{,}92} - 1\right) 0{,}75 + \left[\frac{1}{0{,}92} - 1\right] 0{,}75} = 0{,}88.$$

Расчет первого приближения. Задаем температуру боковой поверхности кожуха $t_б = 30°$ С и считаем $t^I_в = t^I_н = t_б = 30°$ С; по формуле (1-8) оцениваем режим движения воздуха около наружных поверхностей аппарата:

$$\vartheta = 30 - 20 = 10\ град, \quad \left(\frac{840}{380}\right)^3 = 10{,}8\ град.$$

Так как $\vartheta < 10{,}8$, то движение воздуха подчиняется закону $\frac{1}{4}$ степени и расчет конвективных коэффициентов теплоотдачи от поверхностей кожуха в среду следует вести по формулам (1-9)—(1-11):

$$\alpha_{кб} = 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}384}\right)^{1/4} = 3{,}10\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha^I_{кв} = 1{,}30 \cdot 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}380}\right)^{1/4} = 4{,}02\ вт/м^2 \cdot град;$$

$$\alpha^I_{кн} = 0{,}70 \cdot 1{,}37 \left(\frac{10}{0{,}380}\right)^{1/4} = 2{,}17\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формуле (1-35) находим радиационные составляющие коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_{лб} = \alpha^I_{лв} = \alpha^I_{лн} = 0{,}92 \cdot 6{,}05 = 5{,}56\ вт/м^2 \cdot град.$$

Полные коэффициенты теплоотдачи равны:

$$\alpha_б = 8{,}66\ вт/м^2 \cdot град; \ \alpha^I_в = 9{,}58\ вт/м^2 \cdot град; \ \alpha^I_н = 7{,}73\ вт/м^2 \cdot град.$$

По формуле (8-35) находим мощность $P_б$, рассеиваемую боковой поверхностью кожуха:

$$P_б = 8{,}66 \cdot 10 \cdot 2\ (0{,}384 \cdot 0{,}585 + 0{,}384 \cdot 0{,}380) = 64{,}0\ вт.$$

В первом приближении рассеиваемую аппаратом мощность P^I рассчитываем по формуле (8-41):

$$P^I = 64{,}0 + 9{,}58 \cdot 10 \cdot 0{,}222 + 7{,}73 \cdot 10 \cdot 0{,}222 = 103\ вт.$$

По формуле (8-40) находим в первом приближении среднеповерхностную температуру $\bar{t}^I_ш$ нагретой зоны:

$$\bar{t}^I_ш = 30 + 2{,}5 \cdot 10 = 55° \text{ С}.$$

Расчет второго приближения. По формулам (8-38) и (8-39) находим эквивалентные коэффициенты теплопроводности λ_1 и λ_3:

$$\lambda_1 = 0{,}453 \cdot 0{,}16 \sqrt[4]{\frac{55-30}{0{,}16}} + 0{,}90 \cdot 7{,}17 \cdot 0{,}62 \cdot 0{,}16 = 0{,}90 \; вт/м \cdot град;$$

$$\lambda_3 = 0{,}88 \cdot 7{,}17 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}11 = 0{,}523 \; вт/м \cdot град.$$

По формулам (8-36) и (8-37) находим во втором приближении значения температур различных частей аппарата:

$$R^{II} = \frac{1}{9{,}58} + \frac{0{,}16}{0{,}90} + \frac{1}{7{,}73} + \frac{0{,}11}{0{,}523} = 0{,}623 \; м^2 град/вт;$$

$$\frac{1}{\alpha_н^I} + \frac{l_3}{\lambda_3^I} = \frac{1}{7{,}73} + \frac{0{,}11}{0{,}523} = 0{,}340 \; м^2 \cdot град/вт;$$

$$\frac{1}{\alpha_в^I} + \frac{l_1}{\lambda_1^I} = \frac{1}{9{,}58} + \frac{0{,}16}{0{,}900} = 0{,}283 \; м^2 \cdot град/вт;$$

$$t_в^I - t_с = \frac{(103 - 64{,}0) \cdot 0{,}104 \cdot 0{,}340}{0{,}222 \cdot 0{,}623} = 10{,}0 \; град;$$

$$t_н^{II} - t_с = \frac{(103 - 64{,}0) \cdot 0{,}129 \cdot 0{,}283}{0{,}222 \cdot 0{,}623} = 10{,}2 \; град;$$

$$t_б - t_с = 10 \; град;$$

$$t_ш^{II} - t_с = \frac{(103 - 64{,}0) \cdot 0{,}340 \cdot 0{,}283}{0{,}222 \cdot 0{,}623} = 27{,}0 \; град.$$

Значения температур в первом и втором приближениях различаются незначительно, поэтому можно закончить расчет первых точек тепловых характеристик аппарата. Задавая иную температуру боковой поверхности, например $t_б = 40°$ С, и повторяя расчет в том же порядке, получим вторые точки тепловых характеристик; $t_в - t_с = 19{,}7$ *град*; $t_н - t_с = 20{,}2$ *град*; $t_б - t_с = 20$ *град*; $t_ш - t_с = 53$ *град*; $P = 225$ *вт*.

Сопоставляя результаты расчетов одного и того же аппарата по разным методам (данный пример и пример 8-2), видим, что приходим практически к одинаковым результатам.

в) Экспериментальная проверка метода расчета. Выбранная выше схематизация явлений теплообмена в радиоэлектронном устройстве требует экспериментального обоснования, так как ряд предположений, принятых при решении задачи, не является очевидным. Перечислим основные допущения:

1) при расчете конвективного коэффициента теплоотдачи ограниченных поверхностей кожуха применяются формулы, справедливые для неограниченных поверхностей;

2) считается, что внутренние боковые стенки кожуха полностью поглощают лучистую энергию;

3) предполагается, что в области *I* конвективно-кондуктивный перенос тепла подчиняется закономерностям переноса в прослойках.

Справедливость первого предположения была проверена специально на многих макетах различных габаритов. Оказалось, что расчетные значения температур поверхности кожуха отличались от опытных менее чем на 5%.

Для проверки метода расчета в целом были проведены многочисленные эксперименты. Температура поверхностей кожуха, а также

в зоне расположения радиодеталей измерялась с помощью медно-константановых дифференциальных термопар, причем в зоне *II* было расположено свыше 20 термопар, наклеенных на поверхности различных деталей. Из показаний этих термопар определялась среднеповерхностная температура зоны *II*. Ниже приведены результаты опытов на четырех типичных объектах.

Объект № 1 представлял собой параллелепипед небольшой высоты. Размеры параллелепипеда: $L_1 = 128$ *мм*, $L_2 = 500$ *мм*, $L_3 = 400$ *мм*; область *II* — плоский нагреватель, $l_2 = 14$ *мм*; этот нагреватель, ограниченный с двух сторон металлическими поверхностями, располагался в нижней части кожуха так, что $l_1 = 100$ *мм*, $l_3 = 14$ *мм*. Все наружные и внутренние поверхности кожуха имели одинаковую степень черноты, равную примерно 0,92.

В объекте № 2 конструкция нагревателя была выполнена аналогично предыдущей, кожух имел вид куба. Основные размеры аппарата: ребро куба $L = 350$ *мм*, $l_1 = 237$ *мм*, $l_2 = 27$ *мм*, $l_3 = 80$ *мм*. Степени черноты всех поверхностей равны примерно 0,92.

В объекте № 3 конструкция области *II* имитировала металлическое шасси с расположенными на нем 20 одинаковыми лампами, каждая высотой 40 *мм*. Шасси располагалось таким образом, что $l_1 = 40$ *мм*. Основные размеры кожуха: $L_1 = 500$ *мм*, $L_2 = 400$ *мм*, $L_3 = 130$ *мм*. Степени черноты всех поверхностей и кожухов ламп, как и в предыдущих случаях, 0,92.

В объекте № 4 конструкция области *II* была выполнена аналогично предыдущей, но само шасси с нагревателями, имитирующими лампы, было расположено в готовом кожухе типичного радиоэлектронного устройства: $L_1 = 300$ *мм*, $L_2 = 500$ *мм*, $L_3 = 235$ *мм*. На поверхности кожуха имелись различные приливы, гофры, ручки, которые необходимо было учитывать при расчете поверхности кожуха. Шасси располагалось таким образом, что $l_1 = 192$ *мм*, $l_2 = 10$ *мм*, $l_3 = 92$ *мм*. Степени черноты поверхностей равны 0,92.

Во всех опытах температура внешней среды $t_c = 19 \div 21°$ С. Результаты расчетов и опытов представлены в табл. 8-1, из которой

Таблица 8-1

Сопоставление расчетных и опытных значений температур поверхностей аппарата

Температура различных поверхностей аппарата (° С)		Объект № 1			Объект № 2			Объект № 3			Объект № 4		
		P, *вт*											
		50	100	200	100	200	300	50	100	200	100	200	250
$t_б$	опыт	32	42	53	36	49	59	29	39	48	31	40	46
	расчет	31	39	52	36,5	48	59	29	40	47	31	41	47
$t_в$	опыт	31	38	49	34	44	52	30	41	52	31	42	48
	расчет	31	38	50	35	46	55	29	38	48	32	44	50
$t_н$	опыт	33	43	58	39	55	68	30	39	47	33	46	52
	расчет	31	40	56	38	53	66	29	37	45	34	48	54
$\bar{t}_ш$	опыт	41	57	82	75	113	142	45	67	87	63	110	128
	расчет	44	61	86	73	109	136	41	58	76	68	108	120

следует, что выбранная выше схематизация процессов теплообмена в герметичном кожухе типа «параллелепипед» с горизонтально ориентированным шасси позволяет с необходимой для практических целей точностью рассчитывать тепловые характеристики аппаратов.

8-6. Влияние различных параметров на тепловой режим аппарата

Влияние системы водяного охлаждения хорошо видно из рассмотренных выше примеров 8-1—8-3. Покажем, как влияют на тепловые характеристики

$$t_к - t_с = \varphi_1(P) \text{ и } \bar{t}_ш - t_с = \varphi_2(P)$$

аппарата без водяного охлаждения различные физические и геометрические параметры. Для того чтобы анализ носил конкретный характер, рассмотрим определенную конструкцию аппарата: форма кожуха — параллелепипед, размеры ребер 58,5; 38,4; 38,0 *см*, нагретая зона расположена горизонтально.

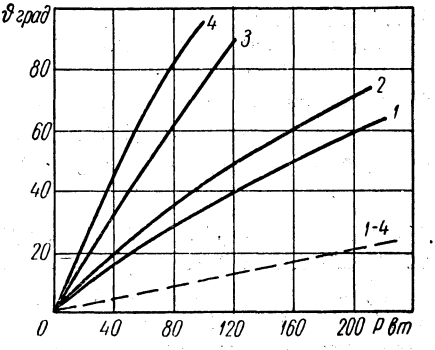


Рис. 8-4. Тепловые характеристики аппарата, поверхности которого имеют различные степени черноты.

Сплошные линии — среднеповерхностная температура перегрева нагретой зоны, штриховая — температура перегрева кожуха.

а) Влияние степени черноты различных поверхностей аппарата на его тепловой режим. Рассмотрим следующие случаи:

1) все поверхности внутри и снаружи аппарата окрашены краской, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}92$;

2) степень черноты стенок кожуха аппарата $\varepsilon_к = 0{,}92$; степень черноты поверхностей шасси и деталей $\varepsilon = 0{,}6$ (прозрачные лаки, грубая обработка поверхностей, алюминиевая краска);

3) степень черноты стенок кожуха аппарата $\varepsilon_к = 0{,}92$; степень черноты поверхностей шасси и деталей $\varepsilon = 0{,}1$;

4) степень черноты наружных поверхностей аппарата $\varepsilon_к = 0{,}92$, степени черноты всех внутренних поверхностей аппарата $\varepsilon = 0{,}1$.

Результаты расчетов для всех четырех случаев представлены на рис. 8-4, где линии *1*, *2*, *3*, *4* соответствуют рассмотренным здесь случаям. Из рисунка следует, что окрашивание внутренних и наружных стенок кожуха красками с высоким значением степени черноты значительно снижает температуру нагретой зоны, так как уменьшаются тепловые сопротивления участка «нагретая зона — стенки кожуха».[1]

Иногда бывает целесообразно уменьшить теплообмен между сильно нагретыми деталями и деталями, не выдерживающими высокой температуры. Обращенные друг к другу поверхности этих

[1] Здесь и в дальнейшем расчеты проводились по методу, изложенному в 8-5.

деталей должны быть обработаны так, чтобы их степени черноты имели невысокие значения.

б) Влияние коэффициента заполнения и положения нагретой зоны на тепловой режим аппарата. Коэффициент заполнения $k_з$ определим как отношение средней высоты l_2 нагретой зоны к высоте L_1 кожуха. Пусть l_2 изменяется от 0 до L_1, что будет соответствовать изменению $k_з$ в пределах $0 < k_з < 1$.

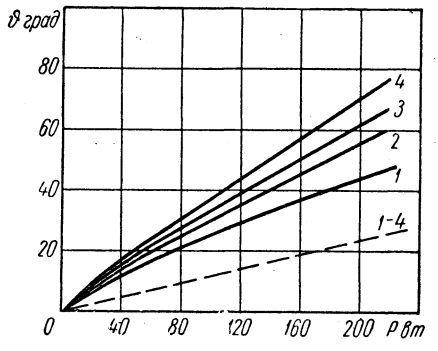


Рис. 8-5. Тепловые характеристики аппаратов с различными коэффициентами заполнения.

Сплошные линии — среднеповерхностная температура нагретой зоны, штриховая — температура стенок кожуха: *1* — $к_з$ = 0,95; *2* — $к_з$ = 0,66; *3* — $к_з$ = 0,29; *4* — $к_з$ = 0,03.

Проведем анализ теплового режима для следующих случаев: 1) $k_з = 0{,}95$; 2) $k_з = 0{,}66$; 3) $k_з = 0{,}29$; 4) $k_з = 0{,}03$. Результаты расчета тепловых характеристик приведены на рис. 8-5, из которого видно, что коэффициент заполнения влияет на среднеповерхностную температуру нагретой зоны, температура стенок кожуха при этом практически не изменяется.

Анализ показывает, что при фиксированном значении $k_з$ перемещение нагретой зоны внутри аппарата незначительно меняет ее среднеповерхностную температуру.

в) Влияние тепловых экранов на распределение температуры в аппарате. Одно из назначений тепловых экранов — создание «холодных» отсеков в аппарате. Пусть под шасси на расстоянии нескольких миллиметров от него расположен экран, поверхности которого могут иметь различную обработку. Для выяснения влияния степени черноты поверхностей экрана на тепловой режим аппарата рассмотрим следующие случаи:

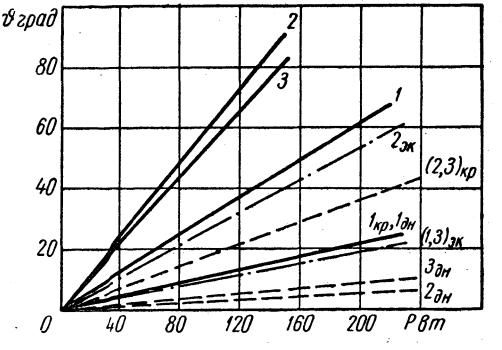


Рис. 8-6. Влияние экранов на тепловые характеристики аппарата.

Сплошные линии — среднеповерхностная температура перегрева нагретой зоны, штриховые — температура перегрева дна и крышки кожуха, штрихпунктирные — температура перегрева экрана.

1) экран отсутствует (этот случай приводим для сравнения);

2) экран изготовлен из прокатного дюралюминиевого листа с $\varepsilon = 0{,}10$;

3) сторона экрана, обращенная ко дну кожуха, окрашена черной нитроэмалевой краской, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}92$.

При наличии экранов температура различных поверхностей кожуха не будет одинаковой, как в предыдущих случаях. На рис. 8-6

приведены результаты расчетов для поставленной выше задачи; кривые *1*, *2* и *3* соответствуют рассмотренным здесь случаям; индексы «эк», «кр», «дн» на этом рисунке относятся соответственно к экрану, крышке и дну кожуха. Из графиков рис. 8-6 следует, что для создания «холодного отсека» необходимо под шасси помещать экран, который со стороны шасси должен иметь малую степень черноты, а со стороны дна — большую. При этом надо учитывать, что экран вызывает некоторое повышение температуры деталей, расположенных на шасси.

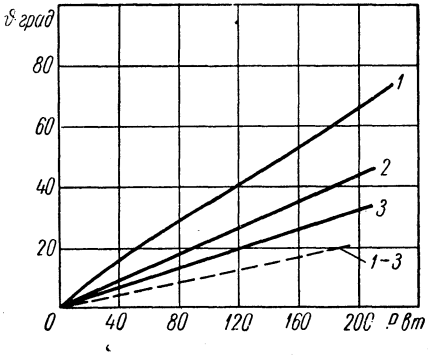


Рис. 8-7. Влияние перемешивания воздуха внутри аппарата с герметичным кожухом на его тепловые характеристики.

Сплошные линии — среднеповерхностная температура перегрева нагретой зоны, штриховая — температура перегрева кожуха.

1 — естественная конвекция; *2* и *3* — скорость движения воздуха 2 и 5 *м/сек* соответственно

г) Влияние перемешивания воздуха внутри герметичного кожуха на тепловой режим аппарата. Рассчитаем тепловые характеристики аппарата, внутри которого осуществлено движение воздуха с различными средними скоростями: 1) естественная конвекция; 2) $v = 2$ *м/сек*; 3) $v = 5$ *м/сек*.

Пусть движение воздуха осуществляется вдоль поверхностей шасси. Результаты расчетов приведены на рис. 8-7, из которого видно, насколько внутреннее перемешивание воздуха снижает температуру деталей в нагретой зоне. Температура стенок кожуха при этом не изменяется. При достаточно больших скоростях перемешивания воздуха температура нагретой зоны приближается к температуре стенок кожуха.

Представленный выше анализ влияния отдельных параметров на тепловой режим радиоэлектронных аппаратов приведен для частного случая. Однако характер влияния рассмотренных параметров на тепловой режим останется справедливым и для иных конструкций аппаратов, работающих в условиях естественного охлаждения.

8-7. Влияние перфораций кожуха и шасси на тепловой режим аппарата

Для снижения температуры радиоэлектронного аппарата широко применяется метод перфорирования кожуха и шасси аппарата. Сложность процесса теплопередачи в перфорированных аппаратах заставляет пока конструктора выбирать число, расположение, форму и площадь отверстий, руководствуясь интуицией и некоторыми немногочисленными и весьма частными рекомендациями [Л. 8-9].

В настоящей главе рассмотрены разработанные автором совместно с Э. М. Семяшкиным теоретические основы метода расчета теплового режима перфорированных радиоэлектронных аппаратов, а также аппаратов, на кожухе которых имеются жалюзи.

а) Постановка задачи, основные допущения, обозначения. На рис. 8-8 дано схематическое изображение радиоэлектронного аппарата с горизонтальным перфорированным шасси и с перфорированным кожухом. Выделяющаяся внутри аппарата тепловая энергия рассеивается конвекцией и излучением наружными поверхностями кожуха, а также уносится протекающим через аппарат воздухом. Движение воздуха вызвано разностью температур, а следовательно, и давлений воздуха внутри и снаружи аппарата: воздух, попадая через отверстия *1* внутрь аппарата, нагревается, плотность его уменьшается и он поднимается вверх через отверстия *2* в шасси и далее через отверстие *3* в верхней части кожуха уносится наружу. Между мощностью источников энергии, температурой отдельных частей аппарата, геометрическими и физическими параметрами (в том числе и геометрическими параметрами отверстий *1*, *2*, *3*), характеризующими данный аппарат и условия его эксплуатации, должна существовать однозначная зависимость. Цель настоящего исследования — установить эту зависимость. Примем ряд допущений, которые позволят более просто описать процесс теплообмена в рассматриваемом аппарате.

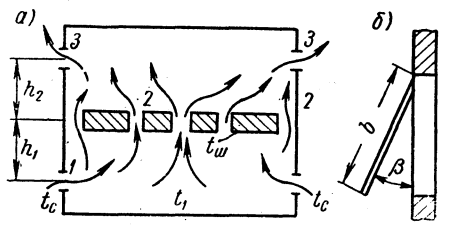


Рис. 8-8. Схематическое изображение аппарата с перфорированными кожухом и шасси: *а* — движение воздуха в аппарате; *б* — изображение жалюзи.

1. Будем считать, что в пределах верхней и нижней частей аппарата температура воздуха изменяется с высотой по линейному закону.

2. Нагрев воздуха внутри аппарата происходит только за счет конвективного переноса тепла, т. е. для теплового излучения воздух прозрачен.

3. Величину коэффициента теплоотдачи всех внутренних поверхностей аппарата будем считать одинаковой.

4. Температуру $t_к$ кожуха аппарата будем считать одинаковой в различных частях кожуха.

Первое и третье допущения, безусловно, слишком грубо схематизируют реальный процесс, однако они не вносят, как показал эксперимент, существенных погрешностей в окончательные расчетные формулы.

Приведем основные обозначения, которыми будем пользоваться в дальнейшем. Условимся обозначать площади поверхностей через S, а площади отверстий через s;

$S_к$ — площадь реальной поверхности всего кожуха;
$S_{к1}$ — площадь реальной поверхности кожуха ниже шасси;
$S_{к2}$ — площадь реальной поверхности кожуха выше шасси;
$S_{шр}$ — площадь реальной поверхности шасси и смонтированных на нем деталей, омываемая воздушными потоками;
$S_ш$ — площадь полной поверхности нагретой зоны (рис. 8-2),

$$S_ш = 2\left[L_2'L_3' + l_2\left(L_2' + L_3'\right)\right];$$

$S_{шнр}$ — площадь нижней реальной поверхности шасси;
$S_{швр}$ — площадь остальной части шасси, т. е. верхней его части, поверхностей деталей, боковой поверхности шасси, а также боковых поверхностей отверстий,

$$S_{швр} = S_{шр} - S_{шнр};$$

s_1 — общая площадь отверстий на кожухе, расположенных ниже шасси;
$s_ш$ — суммарная площадь отверстий в шасси и площадь зазора между шасси и кожухом;
s_2 — общая площадь отверстий на кожухе, расположенных выше шасси;
h_1 — расстояние от шасси до середины отверстий *1*;
h_2 — расстояние от шасси до середины отверстий *2*.

Если отверстий несколько и они расположены на разных расстояниях от шасси, то

$$h_1 = \frac{\sum_i h_{1i} s_{1i}}{\sum_i s_{1i}}, \quad h_2 = \frac{\sum h_{2i} s_{2i}}{\sum s_{2i}}; \tag{8-43}$$

$t_с$ — температура воздуха вне аппарата;
t_1 — средняя температура воздуха в нижней части аппарата;
t_2 — средняя температура воздуха в верхней части аппарата;
$\bar{t}_ш$ — среднеповерхностная температура нагретой зоны;
$t_к$ — среднеповерхностная температура кожуха;
c — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении;
γ_i — удельный вес воздуха при температуре t_i;
$g = 9{,}81$ *м/сек*^{2} — ускорение силы тяжести;
α — конвективный коэффициент теплоотдачи всех внутренних поверхностей аппарата.

б) Формулировка основных уравнений и их решение. Применяя закон сохранения энергии к отдельным процессам теплообмена аппарата с перфорациями, составим ряд уравнений, решая которые найдем связь между физическими и геометрическими параметрами, существенно влияющими на тепловой режим аппарата.

1. Тепловая энергия, передаваемая конвекцией от нижней поверхности шасси и нижней части кожуха к воздуху, идет на повышение его теплосодержания, т. е.

$$\alpha\left(\bar{t}_ш - t_1\right) S_{шнр} + \alpha\left(t_к - t_1\right) S_{к1} = 2Lc\left(t_1 - t_с\right), \tag{8-44}$$

где L — коэффициент воздухообмена в *кГ/сек*.

Правая часть уравнения (8-44) была записана на основании допущения 1. Пусть температура воздуха в районе шасси равна $t_{шв}$, а температура входящего воздуха равна температуре $t_с$ среды; тогда изменение теплосодержания воздуха, прошедшего через нижнюю часть аппарата, пропорционально разности температур $(t_{шв} - t_с)$, которая благодаря допущению о линейном законе изменения температуры воздуха с высотой равна

$$t_{шв} - t_с = 2\left(t_1 - t_с\right). \tag{8-45}$$

2. Тепловая энергия, передаваемая конвекцией от верхней поверхности шасси и верхней части кожуха к воздуху, идет на повышение его теплосодержания, т. е.

$$\alpha\left(\bar{t}_{ш}-t_2\right)S_{швр}+\alpha\left(t_к-t_2\right)S_{к2}=2Lc\left(t_2-2t_1+t_c\right). \qquad (8\text{-}46)$$

Правая часть уравнения (8-46) составлена на основании следующих соображений. Изменение теплосодержания воздуха, прошедшего через верхнюю часть аппарата, пропорционально разности температур ($t_{вых}-t_{шв}$) между температурой $t_{вых}$ воздуха на выходе из аппарата и температурой $t_{шв}$ воздуха в районе шасси.

На основании допущения 1 можно записать

$$t_{вых}-t_{шв}=2\left(t_2-t_{шв}\right),$$

но из (8-45) следует, что

$$t_{шв}=2t_1-t_c, \qquad (8\text{-}47)$$

поэтому

$$t_{вых}-t_{шв}=2\left(t_2-2t_1+t_c\right). \qquad (8\text{-}48)$$

3. Мощность $P_{шл}=P_{шл}\left(\bar{t}_{ш},\ t_к\right)$ источников энергии, рассеиваемая излучением от шасси к кожуху, в дальнейшем передается путем конвекции воздуху внутри аппарата, а также рассеивается конвекцией и излучением от кожуха в окружающую аппарат внешнюю среду ($P_к$), т. е.

$$P_{шл}\left(\bar{t}_{ш},\ t_к\right)=P_к+\alpha\left(t_к+t_1\right)S_{к1}+\alpha\left(t_к-t_2\right)S_{к2}. \qquad (8\text{-}49)$$

Расчет $P_{шл}$ производится по формуле (1-34)

$$P_{шл}\left(\bar{t}_{ш},\ t_к\right)=\varepsilon_{пр}f\left(\bar{t}_{ш},\ t_к\right)\left(t_{ш}-t_к\right)\varphi_{шк}S_{ш}, \qquad (8\text{-}50)$$

где $\varepsilon_{пр}$ — приведенная степень черноты шасси и внутренней поверхности кожуха аппарата;

$\varphi_{шк}$ — коэффициент облученности между шасси и кожухом аппарата; $f\left(t_{ш},\ t_к\right)$ — находится по табл. 1-11.

Расчет $P_к$ будем производить по обычной формуле

$$P_к=\sigma_к\left(t_к-t_c\right). \qquad (8\text{-}51)$$

Тепловая проводимость $\sigma_к$ от кожуха в окружающую среду находится по формуле (8-8):

$$\sigma_к=\sum_l\alpha_l S_{к\,l},$$

где α_l — полный коэффициент теплоотдачи от l-й поверхности кожуха в окружающую внешнюю среду;

$S_{к\,l}$ — площадь l-й части кожуха.

Будем при расчете $P_к$ кожух полагать герметичным, т. е. к реальной площади поверхности кожуха прибавим площадь перфораций кожуха:

$$\sum_l S_{к\,l}=S_к=S_{к2}+s_2+S_{к1}+s_1, \qquad (8\text{-}52)$$

что неточно отражает реальный процесс теплообмена, но эту неточность можно компенсировать, полагая в уравнении (8-50) $\varphi_{шк} = 1$. Следовательно, величина $P_{шл}$ будет завышена, но примерно в такой же степени будет завышена и величина $P_к$ в уравнении (8-50).

Не приводя к существенным погрешностям при расчете, такой прием значительно упростит дальнейшие рассуждения.

4. Полная мощность P источников энергии, расположенных в нагретой зоне, рассеивается наружной поверхностью кожуха ($P_к$), а также протекающим через аппарат воздухом:

$$P = P_к + 2Lc\,(t_2 - t_1). \tag{8-53}$$

Второе слагаемое правой части уравнения (8-53) составлено на основании допущения *1*. Уносимая протекающим через аппарат воздухом энергия пропорциональна разности температур ($t_{вых} - t_с$) между выходящим и входящим воздухом. На основании уравнений (8-47) и (8-48) можно записать

$$t_{вых} - t_с = 2\,(t_2 - t_1).$$

5. Система из четырех уравнений (8-44), (8-46), (8-49) и (8-53) содержит пять неизвестных: t_1, t_2, $t_к$, L, $t_ш$; мощность источников энергии может быть задана. Пятое уравнение можно составить, анализируя условия воздухообмена в аппарате. Связь между количеством воздуха L_1, протекающего в единицу времени через отверстия *1*, площадь которых s_1, и разностью давлений ΔH_1 снаружи и внутри аппарата на уровне отверстий *1*, выражается формулой [Л. 8-1]

$$L_1 = \mu_1 s_1 \sqrt{2g\gamma_с \Delta H_1}, \tag{8-54}$$

где μ_1 — коэффициент расхода, зависящий от конфигурации отверстия, его размеров и типа жалюзи; если жалюзи отсутствуют и имеются только отверстия, то $\mu = 0{,}65$.

Аналогичные выражения можно записать для количества воздуха L_2 и L_3, протекающего в единицу времени через отверстия *2* и *3*:

$$\left.\begin{aligned} L_2 &= \mu_2 s_ш \sqrt{2g\Delta H_2 \gamma_1}, \\ L_3 &= \mu_3 s_2 \sqrt{2g\Delta H_3 \gamma_2}, \end{aligned}\right\} \tag{8-55}$$

где ΔH_2 — разность давлений воздуха между верхней и нижней частями нагретой зоны;

ΔH_3 — разность давлений воздуха между верхней частью *2* внутри аппарата и наружной средой (вне аппарата) на уровне отверстия *3*.

В установившемся режиме количество воздуха, поступающего в аппарат, и количество воздуха, выходящего из него в единицу времени, равны между собой:

$$L_1 = L_2 = L_3 = L. \tag{8-56}$$

За начальный уровень для отсчета давлений примем уровень, проходящий через середину отверстия *1*. Наружное избыточное

давление на этом уровне примем равным нулю ($H_c = 0$), а внутреннее — H_1. Запишем выражения для напора ΔH_1:

$$\Delta H_1 = H_c - H_1 = -H_1. \tag{8-57}$$

Давление $H_{зв}$ воздуха внутри аппарата на уровне отверстия *3* равно:

$$H_{зв} = H_1 - h_1\gamma_1 - \Delta H_2 - h_2\gamma_2.$$

Давление $H_{зс}$ воздуха снаружи аппарата на уровне отверстия *3* равно:

$$H_{зс} = 0 - (h_1 + h_2)\,\gamma_c = -(h_1 + h_2)\,\gamma_c.$$

Избыточное давление ΔH_3 равно:

$$\Delta H_3 = H_{зв} - H_{зс} = H_1 - \gamma h_1 - \Delta H_2 - h_2\gamma_2 + (h_1 + h_2)\,\gamma_c. \tag{8-58}$$

Выразим, пользуясь известными соотношениями, γ_i через температуру T_i:

$$\gamma_1 = \frac{T_c}{T_1}\,\gamma_c, \qquad \gamma_2 = \frac{T_c}{T_2}\,\gamma_c \tag{8-59}$$

и на основании уравнений (8-53)—(8-59) получим

$$L = \mu s_1 \gamma_c T_c \sqrt{2g}\,\sqrt{\frac{\frac{h_1+h_2}{T_c} - \frac{h_1}{T_1} - \frac{h_2}{T_2}}{T_c + \left(\frac{s_1}{s_ш}\right)^2 T_1 + \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^2 T_2}}. \tag{8-60}$$

Система уравнений (8-44), (8-46), (8-49), (8-53) и (8-60) полностью описывает процесс теплообмена в перфорированном аппарате. Однако получить простые выражения для неизвестных параметров t_1, t_2, $t_к$, $t_ш$ не представляется возможным. Поэтому в дальнейшем для расчетов этих величин в зависимости от мощности источников энергии, физических и геометрических параметров аппарата будем пользоваться методом последовательных приближений. Ниже приведена несколько преобразованная система уравнений (8-44), (8-46), (8-49), (8-53), (8-60), которую будем применять при практических расчетах:

$$\left.\begin{gathered} at_1^2 - \delta t_1 + b = 0, \quad a = 2\,(S_{шнр} + S_{к1}) - \frac{S_{к1}}{S_{к2}} \times \\ \times\,(S_{швр} + S_{к2} - S_{шнр} - S_{к1}), \quad \delta = \left(2 + \frac{S_{к1}}{S_{к2}}\right) K_1 + K_2 - \\ -\Phi(S_{швр} + S_{к2} - S_{шнр} - S_{к1}) + \left(S_{шнр} - \frac{S_{к1}}{S_{к2}}\,S_{швр}\right) t_c, \\ b = \Phi K_1 + [K - (S_{швр} + S_{к2})\Phi]\,t_c, \\ K_1 = S_{шнр}\bar{t}_ш + S_{к1}t_к, \quad K_2 = S_{швр}\bar{t}_ш + S_{к2}t_к, \\ K = K_1 + K_2, \ \Phi = \frac{S_к}{S_{к2}}\,t_к - \frac{\Delta P}{\alpha S_{к2}}, \quad \Delta P = P_{шл} - P_к; \end{gathered}\right\} \tag{8-61}$$

$$t_2 = \Phi - \frac{S_{к1}}{S_{к2}} t_1; \qquad (8\text{-}62)$$

$$L = \mu s_1 \gamma_c T_c \sqrt{2g} \sqrt{\frac{\frac{h_1 + h_2}{T_c} - \frac{h_1}{T_1} - \frac{h_2}{T_2}}{T_c + \left(\frac{s_1}{s_ш}\right)^2 T_1 + \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^2 T_2}}; \qquad (8\text{-}63)$$

$$t_к = \frac{1}{S_{к1}} \times$$

$$\times \left[\frac{2cL}{\alpha}(t_1 - t_c) + (S_{шнр} + S_{к1}) t_1 - S_{шнр} \bar{t}_ш\right]. \qquad (8\text{-}64)$$

Если на кожухе аппарата имеются жалюзи, то все предыдущие рассуждения и полученные на их основе уравнения (8-61)—(8-64) остаются справедливыми. Геометрические параметры жалюзи влияют только на численное значение коэффициента расхода μ. В табл. 8-2 приведены значения коэффициента μ при различных значениях отношения $\frac{b}{l}$ размеров отверстия и углах открытия β (рис. 8-8, *б*) [Л. 8-1].

Таблица 8-2

Зависимость коэффициента μ от $\frac{b}{l}$ и β

β	μ		
	$b/l = 1:1$	$b/l = 1:2$	$b/l = 1:\infty$
15	0,27	0,23	0,18
30	0,43	0,38	0,33
45	0,54	0,50	0,45
60	0,60	0,56	0,54
90	0,64	0,62	0,62

в) Инженерный метод расчета теплового режима перфорированных аппаратов. Уравнения (8-61)—(8-64) позволяют рассчитать тепловые характеристики $\bar{t}_ш = \bar{t}_ш(P)$, и $t_к = t_к(P)$ перфорированного аппарата. Однако получить из данной системы уравнений тепловые характеристики в явном виде, как уже указывалось, не представляется возможным. Приведем схему практического расчета тепловых характеристик по методу последовательных приближений.

1. По методике, изложенной в 8-3 или в 8-5, находим тепловые характеристики рассматриваемого аппарата, но с герметичным кожухом.

2. Задаем значение $\bar{t}_ш$ и с помощью тепловых характеристик герметичного аппарата находим в первом приближении температуру перегрева $(t_к - t_c)^I$ кожуха перфорированного аппарата по формуле

$$(t_к - t_c)^I = 0{,}75\,(t_к - t_c)_г, \qquad (8\text{-}65)$$

где $(t_к - t_c)_г$ — температура перегрева кожуха герметичного аппарата, соответствующая заданному значению среднеповерхностной температуры $\bar{t}_ш$ нагретой зоны.

Для разности температур $(t_к - t_с)$[1] по тепловым характеристикам для герметичного кожуха находим значение $P_к$, которое будем считать равным значению мощности, рассеиваемой с поверхности перфорированного аппарата.

3. Коэффициент теплоотдачи α внутри аппарата является функцией отношения воздухообмена L к весу G_0 воздуха, заполняющего аппарат при температуре t_0. Соответствующая зависимость в графической форме представлена на рис. 8-9.

Вначале величину α также выбираем ориентировочно, так как неизвестна величина параметра L. Первое приближение коэффициента теплоотдачи рекомендуем брать равным $\alpha = 5$ *вт/м²·град*.

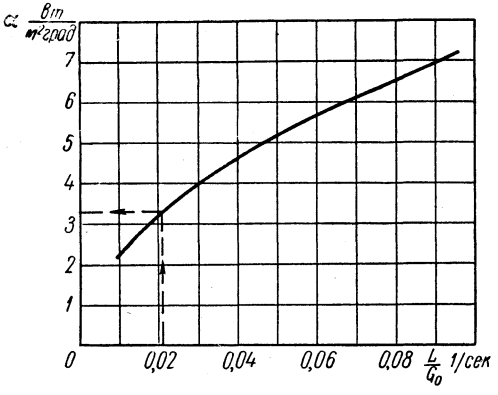


Рис. 8-9. Зависимость коэффициента теплоотдачи внутри аппарата от отношения $\frac{L}{G_0}$.

4. Рассчитываем по формуле (8-50) мощность $P_{шл}$, рассеиваемую благодаря излучению с поверхности шасси; при этом, как уже указывалось, полагаем $\varphi_{шл} = 1$, а $\varepsilon_{пр}$ определяем по формуле (1-40); если степени черноты внутренней поверхности кожуха $\varepsilon_{кв}$ и шасси $\varepsilon_ш$ не меньше 0,75—0,80, то

$$\varepsilon_{пр} = \varepsilon_{кв}\varepsilon_ш.$$

5. С помощью уравнений (8-61) — (8-63), (8-65) находим первые приближения значений параметров t_1^I, t_2^I, L^I и по графику рис. 8-9 уточняем значение α. Во втором приближении задаем то же значение температуры кожуха $(t_к^{II} = t_к^I)$ и повторяем расчет при уточненном значении коэффициента теплоотдачи α^{II}.

Если во втором приближении между заданной температурой кожуха $t_к^{II}$ и температурой $t_{к1}^{II}$, вычисленной по контрольной формуле (8-64), получается расхождение более 3%, то рассчитываем третье приближение. При этом величина $t_к^{III}$ выбирается равной

$$t_к^{III} = t_к^{II} - 0{,}1\left(t_{к1}^{II} - t_к^{II}\right). \qquad (8\text{-}66)$$

Окончательные значения $t_к$ и P находятся из соотношений:

$$\frac{t_к - t_к^{III}}{t_к - t_{к1}^{III}} = \frac{t_к^{II} - t_к^{III}}{t_{к1}^{II} - t_{к1}^{III}} \qquad (8\text{-}67)$$

и

$$P = P^{III} + \frac{t_к - t_к^{III}}{t_к^{II} - t_к^{III}}\left(P^{II} - P^{III}\right). \qquad (8\text{-}68)$$

Пример 8-5.

Рассчитать тепловые характеристики перфорированного аппарата, кожух которого имеет вид куба с длиной ребра 0,350 *м*.

Геометрические параметры аппарата: $h_1 = 0{,}074$ *м*; $h_2 = 0{,}132$ *м*; $s_1 = s_2 = 1{,}6 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $s_ш = 1{,}75 \cdot 10^{-2}$ *м*^{2}; $S_{к1} = 0{,}303$ *м*^{2}; $S_{к2} = 0{,}392$ *м*^{2}; $S_к = 0{,}695$ *м*^{2}; $S_{шл} = 0{,}231$ *м*^{2}; $S_{шнр} = 0{,}110$ *м*^{2}; $S_{швр} = 0{,}137$ *м*^{2}.

Все наружные и внутренние поверхности аппарата окрашены нитроэмалевыми красками разного цвета, степень черноты которых $\varepsilon = 0{,}9$. Аппарат эксплуатируется в лабораторных условиях, в условиях естественной конвекции; температура окружающего аппарат воздуха $t_c = 20°$ С; удельный вес воздуха $\gamma_c = 1{,}205$ *кГ/м*^{3}; удельная теплоемкость воздуха $c = 1{,}01 \cdot 10^3$ *дж/кг·град*.

Решение.

Вначале по методике, изложенной в 8-5, рассчитываем тепловые характеристики аппарата с герметичным кожухом. Результаты расчета представлены на рис. 8-10. Дальнейший расчет ведется в первом приближении.

1. Задаем $\bar{t}_ш = 80°$ С и находим для герметичного аппарата по рис. 8-10

$$(t_к - t_c)_г = 17{,}0 \text{ } град.$$

По формуле (8-65) находим в первом приближении

$$t_к^I = 20 + 0{,}75 \cdot 17 = 32{,}7° \text{ С}.$$

По графику рис. 8-10 находим соответствующее температуре $t_к^I$ значение $P_к = 82$ *вт*.

2. Выбираем значение коэффициента теплоотдачи в первом приближении равным $\alpha = 5$ *вт/м*^{2}*·град*.

3. По формуле (8-50) рассчитываем мощность

$$P_{шл} = 0{,}81 \cdot 0{,}231 \cdot 8{,}16 \cdot 47{,}3 = 72{,}2 \text{ } вт.$$

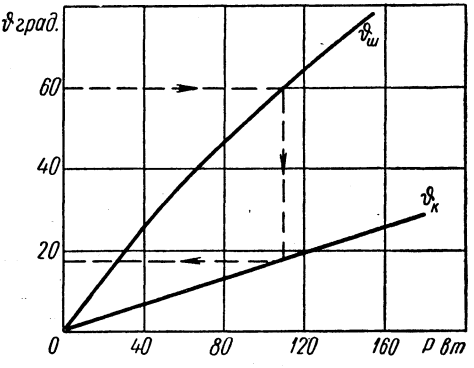


Рис. 8-10. Тепловые характеристики аппарата с герметичным кожухом.

4. Рассчитываем все вспомогательные коэффициенты по формулам (8-61):

$$\Delta P = 72{,}2 - 82{,}5 = -10{,}3 \text{ } вт;$$

$$\Phi = \frac{0{,}695}{0{,}392} 32{,}7 + \frac{10{,}3}{5 \cdot 0{,}392} = 63{,}2° \text{ С};$$

$$K_2 = 0{,}137 \cdot 80 + 0{,}392 \cdot 32{,}7 = 23{,}8 \text{ } м^2 \cdot град;$$

$$K_1 = 0{,}110 \cdot 80 + 0{,}303 \cdot 32{,}7 = 18{,}7 \text{ } м^2 \cdot град;$$

$$K = 23{,}8 + 18{,}7 = 42{,}5 \text{ } м^2 \cdot град;$$

$$b = 63{,}2 \cdot 18{,}7 + [42{,}5 - (0{,}137 + 0{,}392)\, 63{,}2]\, 20 = 1364 \text{ } м^2 \cdot град^2;$$

$$\delta = \left(2 + \frac{0{,}303}{0{,}392}\right) 18{,}7 + 23{,}8 - 63{,}2\,(0{,}137 + 0{,}392 - 0{,}110 - 0{,}303) +$$

$$+ \left(0{,}110 - \frac{0{,}303}{0{,}392}\, 0{,}137\right) 20 = 68{,}4 \text{ } м^2 \cdot град;$$

$$a = 2\,(0{,}110 + 0{,}303) - \frac{0{,}303}{0{,}392} \times$$

$$\times\, (0{,}137 + 0{,}392 - 0{,}110 - 0{,}303) = 0{,}736 \text{ } м^2.$$

Решаем квадратное уравнение (8-61):

$$0{,}736t_1^2 - 68{,}4t_1 + 1364 = 0,$$

$$t_1' = 29{,}0^\circ\text{ C};\quad t_1'' = 63{,}9^\circ\text{ C}.$$

Из двух решений выбирается меньшее, так как при $t_1' = 63{,}9^\circ$ C получим $t_2 < t_1$, что противоречит физическому смыслу задачи. Таким образом, $t_1 = 29{,}0^\circ$ C, $T_1 = 302{,}0^\circ$ K.

По формулам (8-62) и (8-63) рассчитываем соответственно t_2 и L:

$$t_2 = 63{,}2 - \frac{0{,}303}{0{,}392}\,29 = 40{,}8^\circ\text{ C},\quad T_2 = 313{,}8^\circ\text{ K};$$

$$L = 0{,}65\cdot 1{,}6\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}205\cdot 293\sqrt{2\cdot 9{,}81}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{\frac{0{,}074+0{,}132}{293}-\frac{0{,}074}{302}-\frac{0{,}132}{313{,}8}}{293+\left(\frac{1{,}6\cdot 10^{-2}}{1{,}75\cdot 10^{-2}}\right)^2 302+\left(\frac{1{,}6\cdot 10^{-2}}{1{,}6\cdot 10^{-2}}\right)^2 313{,}0}} =$$

$$= 33{,}7\cdot 10^{-4}\ кГ/сек.$$

По графику рис. 8-9 уточняем значение коэффициента теплоотдачи. Вес заполняющего аппарат воздуха при температуре $t_c = 20^\circ$ C равен $G_0 = 4{,}07\cdot 10^{-2}\ кГ$. Тогда

$$\frac{L}{G_0} = \frac{33{,}7\cdot 10^{-4}}{4{,}07\cdot 10^{-2}} = 0{,}082\ 1/сек.$$

По графику находим $\alpha \approx 6{,}5\ вт/м^2\cdot град$.

При уточненном значении α повторим расчет во втором приближении.

1. $t_ш = 80^\circ$ C; $t_к^{II} = t_к^{I} = 32{,}7^\circ$ C; $P_к = 82{,}5\ вт$.
2. $\alpha = 6{,}5\ вт/м^2\cdot град$.
3. $P_{шл} = 72{,}2\ вт$.
4. $t_1 = 28{,}4^\circ$ C, $T_1 = 301{,}4^\circ$ K; $t_2 = 40{,}0^\circ$ C, $T_2 = 313{,}0^\circ$ K; $L = 32{,}8\times$ $\times 10^{-4}\ кГ/сек$; $\frac{L}{G_0} = 0{,}081\ 1/сек$ и $\alpha = 6{,}5\ вт/м^2\cdot град$.

По формуле (8-53) рассчитываем рассеиваемую аппаратом мощность во втором приближении:

$$P^{II} = 82{,}5 + 2\cdot 32{,}8\cdot 10^{-4}\cdot 1{,}01\cdot 10^3\,(40 - 28{,}4) = 159\ вт.$$

Уточняем значение $t_к$ по формуле (8-64):

$$t_{к1}^{II} = \frac{1}{0{,}303}\times$$

$$\times\left[\frac{2\cdot 1{,}01\cdot 10^3\cdot 32{,}8\cdot 10^{-4}}{6{,}5}\,(28{,}4 - 20) + (0{,}110 + 0{,}303)\,28{,}4 - 0{,}110\cdot 80\right] = 37{,}9\ ^\circ\text{C}.$$

Так как разность $(t_{к_1}^{II} - t_к^{II})$ составляет более 3% от $t_к^{II}$, производим расчет в третьем приближении.

1. $t_ш = 80^\circ$ C.

По формуле (8-66) рассчитываем $t_к^{III}$: $t_к^{III} = 32{,}7 - 0{,}1\,(37{,}9 - 32{,}7) = 32{,}2^\circ$ C; $P_к = 79\ вт$.

2. $\alpha = 6{,}5\ вт/м^2\cdot град$.
3. $P_{шл} = 72{,}8\ вт$.

4. $t_1 = 27{,}4°$ С, $T_1 = 300{,}4°$ К; $t_2 = 38{,}3°$ С, $T_2 = 311{,}3°$ К; $L = 31{,}9 \times 10^{-4}$ *кГ/сек*; $\frac{L}{G_0} = 0{,}078$ *1/сек*; $\alpha = 6{,}5$ *вт/м²·град*; $P^{III} = 149$ *вт*; $t_{к1}^{III} = 32{,}5°$ С.

В соответствии с формулами (8-67) и (8-68) получаем окончательные значения $t_к$ и P:

$$\frac{t_к - 32{,}2}{t_к - 32{,}5} = \frac{32{,}7 - 32{,}2}{37{,}9 - 32{,}5}, \quad t_к = 32{,}2° \text{ С};$$

$$P = 149 + \frac{32{,}2 - 32{,}2}{32{,}7 - 32{,}5}(159 - 149), \quad P = 149 \text{ вт}.$$

г) Выводы и рекомендации. На рис. 8-11 приведены результаты экспериментальных исследований зависимости рассеиваемой шасси мощности от величины отверстий s_1 и s_2 при постоянном значении температуры шасси ($\bar{t}_ш = 80°$ С). Кожух аппарата имел форму куба с длиной ребра 350 *мм*, шасси было выполнено в форме плоского нагревателя. Полученные графики подтверждают существующее мнение, что наличие перфораций на кожухе аппарата улучшает условия теплообмена на 20—30% по сравнению с герметичным кожухом. Кроме того, из рис. 8-11 следует, что если наряду с перфорациями кожуха подобрать в шасси оптимальную величину отверстий s_2, то эффект возрастет до 50—60%. Оптимальная величина отверстий s_2 составляет примерно 5—10% полной поверхности нагретой зоны.

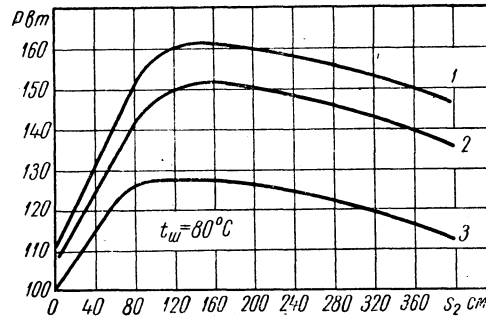


Рис. 8-11. Зависимость мощности, рассеиваемой нагретой зоной, от величины отверстий в шасси (s_2) и кожухе (s_1).

1 — $s_1 = 320$ *см²*; *2* — $s_1 = 160$ *см²*; *3* — $s_1 = 40$ *см²*.

Анализ формулы (8-63) показывает, что перфорации следует располагать симметрично относительно шасси, с максимально возможным удалением от него. Общая площадь перфораций должна составлять 20—30% поверхности кожуха, дальнейшее ее увеличение не имеет смысла. Замена перфораций на жалюзи несколько ухудшает условия теплообмена, что следует из формулы (8-63) и табл. 8-2, так как при этом уменьшается коэффициент μ.

8-8. Температурное поле внутри нагретой зоны аппарата

а) Температурное поле нагретой зоны. Как отмечалось в 8-1, второй этап расчета теплового режима радиоэлектронного аппарата заключается в определении аналитической зависимости между температурой t_j и точке j нагретой зоны и мощностью источников

и стоков энергии. Эта задача сводится к определению структуры тепловых коэффициентов F_{ij} и F_{kj}, входящих в уравнение (8-3):

$$t_j = t_c + \sum_{i=1}^{n} P_i F_{ij} - \sum_{k=1}^{m} Q_k F_{kj}.$$

Смысл входящих в эту формулу обозначений был указан в 8-1. Пусть деталь i смонтирована в любом месте шасси (рис. 8-12, *а*), найдем структуру теплового коэффициента R_{ij}. Примем следующие обозначения: σ_1 — тепловая проводимость между корпусом детали, средняя температура которого t_i, и кожухом аппарата, средняя температура которого $t_к$; σ_2 — тепловая проводимость крепежного соединения деталь—шасси, т. е. проводимость между дном детали и участком шасси под деталью, температура этого участка (область *И*) равна t_0; σ_3 — тепловая проводимость (путем конвекции и излучения) между областью *И* и кожухом аппарата.

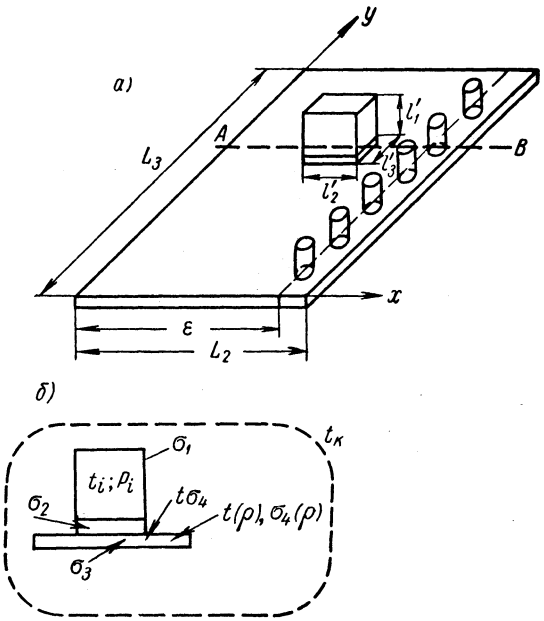


Рис. 8-12. Расположение деталей на шасси: *а* — изображение в пространственных проекциях; *б* — схематическое изображение крепления отдельной детали к шасси.

Бóльшая часть теплового потока от области *И* распространяется путем теплопроводности в шасси, с поверхности которого затем передается кожуху. Как было показано в 2-5, температура t_j точки j шасси и рассеиваемый от области *И* путем теплопроводности через шасси тепловой поток P_4 связаны между собой зависимостью (2-4). Если через F_{4j} обозначить тепловой коэффициент точки j шасси, то

$$P_4 = F_{4j}(t_j - t_к) = \frac{t_j - t_к}{\sigma_{4j}}, \qquad (8\text{-}69а)$$

где через σ_{4j} обозначена величина, обратная F_{4j}.[1] Когда точка j совпадает с границей области *И*, коэффициенты F_{4j} и σ_{4j} будем обозначать через F_{40} и σ_{40}, а температуру t_{4j} — через t_0. Используя закон сохранения энергии и зависимости (1-42), (2-3а) и (2-4), запи-

[1] В 2-5 было показано, что F_{4j} имеет одинаковую с тепловым сопротивлением размерность, но иной физический смысл, поэтому и σ_{4j} не является тепловой проводимостью, хотя и имеет одинаковую с ней размерность.

шем соотношения между потоками, рассеиваемыми различными частями системы деталь — шасси и температурами:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= \sigma_1 (t_i - t_к), \\ P_2 &= \sigma_3 (t - t_к), \\ P_4 &= \sigma_{40} (t_0 - t_к), \\ P_4 &= \sigma_{4j} (t_j - t_к), \\ P_i &= P_1 + P_2,\ P_2 = P_3 + P_4, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}69б)$$

где P_1 — мощность, рассеиваемая корпусом детали;
P_2 — тепловой поток от детали к шасси;
P_3 — тепловой поток с поверхности участка шасси под деталью к кожуху;
P_4 — мощность, рассеиваемая шасси;
P_i — мощность источника энергии детали.

Решая систему уравнений (8-69) относительно t_1, t_0, t_j, получим:

$$t_i - t_с = P_i (R_{ii} + R_к), \qquad (8\text{-}70а)$$

$$t_0 - t_с = P_i (R_{i0} + R_к), \qquad (8\text{-}70б)$$

$$t_j - t_с = P_i (F_{ij} + R_к). \qquad (8\text{-}70в)$$

В формулах (8-70) параметры R по смыслу соответствуют тепловым сопротивлениям и имеют следующую структуру:

$$R_{ii} = \frac{1}{\sigma_1 + \dfrac{\sigma_2 (\sigma_3 + \sigma_{40})}{\sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_{40}}},\quad R_к = \frac{1}{\sigma_к}, \qquad (8\text{-}71а)$$

$$R_{i0} = \frac{1}{\sigma_3 + \sigma_{40} + \dfrac{\sigma_1}{\sigma_2} (\sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_{40})}. \qquad (8\text{-}71б)$$

Тепловой коэффициент F_{ij} равен:

$$F_{ij} = R_{i0} \frac{\sigma_{40}}{\sigma_{4j}},\quad R_к = \frac{1}{\sigma_к}. \qquad (8\text{-}71в)$$

Уравнения (8-70) —(8-71) позволяют найти температуру в любой точке j шасси, в частности на шасси непосредственно под деталью ($j = 0$), а также среднюю температуру корпуса той детали, где расположен источник энергии. Если имеется несколько источников или стоков энергии, то результирующее температурное поле рассчитывается по формуле (8-3).

б) Расчет тепловых проводимостей. Поставленная выше задача может быть решена, если будет известна структура коэффициентов σ_1, σ_2, σ_3, σ_{4j}. Тепловая проводимость σ_1 от корпуса детали к стенкам кожуха рассчитывается по формуле

$$\sigma_1 = k_1 S_1, \qquad (8\text{-}72)$$

где k_1 — коэффициент теплопередачи от корпуса детали к кожуху;
S_1 — теплоотдающая поверхность корпуса детали.

Коэффициент k_1 следует рассчитывать по следующим формулам.

Если деталь расположена в верхней части горизонтально ориентированного шасси, то

$$k_1 = (k_{\text{кш}} + \alpha_{\text{лш I}})\, a, \quad a = \frac{L_2' L_3'}{S_{\text{шр}}}, \tag{8-73}$$

где $k_{\text{кш}}$ и $\alpha_{\text{лш I}}$ рассчитываются по формулам (8-21), (8-23).

Если деталь расположена в нижней части горизонтально ориентированного шасси, то

$$k_1 = \alpha_{\text{л III}}, \tag{8-74}$$

где $\alpha_{\text{л III}}$ — рассчитывается по формуле (8-23).

Если деталь расположена на вертикально ориентированном шасси, то

$$k_1 = k_{\text{кш I}} + \alpha_{\text{лш I}} \text{ или } k_1 = k_{\text{кш III}} + \alpha_{\text{лш III}}, \tag{8-75}$$

где $k_{\text{кш}}$ рассчитывается по формуле (8-22), а $\alpha_{\text{лш I}}$, $\alpha_{\text{лш III}}$ — по формуле (8-23).

Тепловая проводимость σ_3 между поверхностью участка шасси под деталью и кожухом аппарата равна:

$$\sigma_3 = k_3 S_3, \tag{8-76}$$

где k_3 — суммарный коэффициент теплопередачи между шасси и кожухом аппарата; этот коэффициент рассчитывается по одной из формул (8-73) — (8-75); S_3 — площадь участка шасси, занятого деталью.

Коэффициенты $k_{\text{кш}}$, $\alpha_{\text{лш I}}$ и $\alpha_{\text{лш III}}$ известны по результатам первого этапа расчетов теплового режима аппаратов. Тепловая проводимость σ_2 крепежного соединения рассчитывается по формуле

$$\sigma_2 = \frac{1}{R_2}, \tag{8-77}$$

где R_2 — тепловое сопротивление этого соединения.

Крепление детали к шасси осуществляется различными способами, некоторые из них были рассмотрены при анализе теплового режима отдельных деталей. Например, на рис. 2-2, 6-1, 7-3 показаны способы монтажа различных деталей (полупроводниковых диодов и триодов, трансформаторов) на шасси. Тепловые сопротивления R_2 для этих случаев следует рассчитывать по формулам (2-8), (2-9), (7-35).

Коэффициент $\sigma_{4j} = \frac{1}{F_{4j}}$ рассчитывается по формулам (2-52), если деталь расположена в одном из трех положений (боковом, угловом или центральном). При произвольном положении детали на шасси коэффициент σ_{4j} рассчитывается по формуле

$$\sigma_{4j} = \frac{\lambda_4 \delta_4}{N}, \tag{8-78}$$

где λ_4 и δ_4 — коэффициент теплопроводности и толщина шасси, а критерий N в общем случае рассчитывается по формулам (2-66).

Во всех случаях при расчете σ_{4j} коэффициент теплопередачи от шасси рассчитывается по формулам (8-26) или (8-28).

Если источники или стоки энергии можно представить в виде длинной полосы на шасси, то тепловые коэффициенты шасси рассчитываются по формулам (2-71).

В заключение укажем формулу, позволяющую рассчитать температуру перегрева $(t_i - t_c)$ корпуса детали, возникающую при равномерно распределенных по нагретой зоне источниках энергии мощностью P_1:

$$t_i - t_c = \frac{\sigma_2 (\bar{t}_ш - t_c)_1 + \sigma_1 (t_к - t_c)_1}{\sigma_1 + \sigma_2}, \qquad (8\text{-}79)$$

где $(\bar{t}_ш - t_c)$ и $(t_к - t_c)$ — среднеповерхностные температуры перегрева нагретой зоны и кожуха.

8-9. Анализ влияния различных параметров на характер температурного поля внутри нагретой зоны

Рассмотрим несколько примеров, из которых легко уяснить как технику расчета температурного поля внутри нагретой зоны аппарата, так и влияние различных параметров на характер этого поля. Все примеры будут относиться к одному и тому же аппарату с герметичным кожухом в виде параллелепипеда и горизонтально ориентированным шасси. Основные размеры аппарата: $L_1 = 38{,}4$ *см*, $L_2 = 58{,}5$ *см*, $L_3 = 38{,}0$ *см*. Размеры L_2' и L_3' шасси примерно равны соответствующим внутренним размерам кожуха. Расстояние от крышки кожуха до нагретой зоны $l_1 = 16$ *см*, высота нагретой зоны $l_2 = 11$ *см*, расстояние от шасси до дна аппарата $l_3 = 11$ *см*, толщина стенок кожуха $\Delta = 0{,}2$ *см*. Все внутренние и наружные поверхности аппарата, шасси и деталей окрашены черной нитроэмалью, степень черноты которой $\varepsilon = 0{,}92$. Наружные поверхности аппарата омываются воздухом, температура которого $t_c = 20°$ С. Условия теплообмена — естественная конвекция. Расчет температуры кожуха и среднеповерхностной температуры нагретой зоны такого аппарата был приведен в примере 8-2 для значения мощности источников энергии в нагретой зоне $P = 103$ *вт*. Базируясь на результатах этого расчета, рассмотрим ряд примеров.

Пример 8-6.

Пусть вся энергия выделяется в одной детали, смонтированной в центре шасси. Мощность источников энергии $P = 103$ *вт*.

Размеры шасси и детали: $L_2 = 58{,}5$ *см*; $L_3 = 38{,}0$ *см*; $l_1' = 4{,}0$ *см*; $l_2' = 5{,}8$ *см*; $l_3' = 3{,}8$ *см* (рис. 8-12, *а*).

Шасси изготовлено из дюралюминия, $\lambda_ш = \lambda_4 = 170$ *вт/м·град*; толщина шасси $\delta_ш = \delta_4 = 0{,}2$ *см*. Крепление детали к шасси осуществляется с помощью четырех болтов через изоляционную прослойку. Каждый болт соединен с шасси так, как это показано на рис. 2-2, *а*. Параметры крепежного соединения: диаметр болта $d_1 = 0{,}5$ *см*, $\lambda_1 = 40$ *вт/м·град* (сталь); изоляция *2* полностью отделяет деталь от шасси, т. е. ее размеры $5{,}8 \times 3{,}8$ *см*, толщина $\delta_2 = 6{,}8 \cdot 10^{-2}$ *см*, материал изоляции — текстолит, $\lambda_2 = 0{,}17$ *вт/м·град*; вторая изоляционная прослойка проложена между шайбой и шасси, ее диаметр равен диаметру шайбы $d_4 = 1{,}5$ *см*, $\delta_4 = 0{,}1$ *см*, $\lambda_4 = 0{,}17$ *вт/м·град*; размеры шайбы: $d_4 = 1{,}5$ *см*, $\delta_4 = 0{,}1$ *см*, $\lambda_4 = 40$ *вт/м·град*; диаметр гайки $d_6 = 1{,}5$ *см*, $\lambda_6 = 40$ *вт/м·град*, $\Delta_6 = 0{,}3$ *см*.

Определим температурное поле нагретой зоны при заданном значении мощности источника энергии $P = 103$ *вт*.

Решение.

1. Из результатов примера 8-2 следует, что при $P = 103$ *вт*; $t_к = 30{,}0°$ С; $\overline{t_ш} = 45{,}4°$ С; $k_к = 6{,}4$ *вт/м²·град*, $\alpha_{л\,I} = \alpha_{л\,III} = 6{,}25$ *вт/м²·град*; $k_{шг} = 30{,}7$ *вт/м²·град*; $S_ш = 0{,}218$ *м²*; $\sigma_к = 10{,}3$ *вт/град*; $\sigma_ш = 6{,}70$ *вт/град*.

2. По формулам (8-72) и (8-73) находим тепловую проводимость σ_1 корпуса детали:

$$S_1 = (5{,}8 + 3{,}8)\,2\cdot 4 + 5{,}8\cdot 3{,}8 = 100\ см^2 = 10^{-2}\ м^2;\quad \frac{L_2' L_3'}{S_{шр}} \approx 1;$$

$$\sigma_1 = (6{,}4 \div 6{,}25)10^{-2} = 0{,}126 \approx 0{,}13\ вт/град.$$

3. Тепловую проводимость σ_3 находим по формуле (8-76):

$$S_3 = 5{,}8\cdot 3{,}8 = 22\ см^2 = 22\cdot 10^{-4}\ м^2;$$

$$\sigma_3 = 6{,}25\cdot 22\cdot 10^{-4} = 0{,}014\ вт/град.$$

4. По формулам (8-77), (2-8), (2-9) находим тепловую проводимость σ_2 крепежного соединения и изоляции. Тепловое сопротивление R_2' изоляции *1* определяем так:

$$S_2 = S_3 - 4\frac{\pi d_1^2}{4} = 22 - \pi 0{,}5^2 = 21{,}2\ см^2 = 21{,}2\cdot 10^{-4}\ м^2;$$

$$R_2' = \frac{6{,}8\cdot 10^{-4}}{0{,}17\cdot 21{,}2\cdot 10^{-4}} = 1{,}89\ град/вт \approx 1{,}9\ град/вт.$$

Рассчитаем тепловое сопротивление системы болт *1* — слой изоляции *4* — шайба *5* — гайка *6* (рис. 2-2, *а*). Длина пути теплового потока по болту примерно равна:

$$\delta_1 = \delta_2 \div \delta_3 \div \delta_4 \div \delta_5 \div \delta_5 = 0{,}068 \div 0{,}20 \div 0{,}10 \div 0{,}10 \div 0{,}30 = 0{,}8\ см.$$

Площадь поперечного сечения болта *1*

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi\cdot 0{,}5^2}{4} = 0{,}196\ см^2 = 0{,}196\cdot 10^{-4}\ м^2.$$

Площадь поверхности второй изоляционной прослойки и шайбы

$$S_4 = S_5 = \frac{\pi}{4}\left(d_4^2 - d_1^2\right) = \frac{\pi}{4}(2{,}25 - 0{,}25) = 1{,}57\ см^2 = 1{,}57\cdot 10^{-4}\ м^2.$$

Площадь поперечного сечения гайки будем рассчитывать на расстоянии $\delta_6 = \frac{1}{4} d_6$ по формуле

$$S_6 = \pi\delta_6\Delta_6 = \frac{\pi d_6\Delta_6}{4} = \frac{\pi\cdot 1{,}5\cdot 0{,}3}{4} = 0{,}35\ см^2 = 0{,}35\cdot 10^{-4}\ м^2.$$

Тепловое сопротивление $\left(R_2''\right)_1$ тепловому потоку через болт, гайку, шайбу, изоляцию *4* найдем по формуле (2-9):

$$\left(R_2''\right)_1 = \frac{0{,}8\cdot 10^4}{40\cdot 0{,}196} + \frac{0{,}1\cdot 10^{-2}}{0{,}17\cdot 1{,}57\cdot 10^{-4}} + \frac{0{,}1\cdot 10^{-2}}{40\cdot 1{,}57\cdot 10^{-4}} +$$

$$+ \frac{1{,}5\cdot 10^{-2}}{4\cdot 40\cdot 0{,}35\cdot 10^{-4}} = 10{,}2 + 3{,}7 + 0{,}15 + 0{,}3 = 14{,}3\ град/вт.$$

Общее тепловое сопротивление R_2'' четырех болтов

$$R_2'' = \frac{14{,}3}{4} = 3{,}6 \text{ } град/вт.$$

Тепловое сопротивление и проводимость крепежного соединения найдем по формулам (2-8) и (8-77):

$$R_2 = \frac{1{,}89 \cdot 3{,}6}{1{,}9 + 3{,}6} = 1{,}25 \text{ } град/вт; \qquad \sigma_2 = \frac{1}{1{,}25} = 0{,}80 \text{ } вт/град.$$

5. Значение коэффициента σ_{4j} найдем для точки, расположенной на шасси непосредственно под деталью, а также для точек $\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц = 0{,}2;\ 0{,}3;\ 0{,}6$. По формулам (2-54)—(2-58) произведем необходимые предварительные вычисления для центральной детали.

Размер источника $l_{мин} = 3{,}8$ *см*, определяющий размер шасси $L_2 = 58{,}5$ *см*; вычисляем:

$$a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{38{,}0}{58{,}5}}} = 0{,}835; \qquad \frac{2l_{мин}}{L_2} a = \frac{2 \cdot 3{,}8}{58{,}5} 0{,}835 = 0{,}108;$$

$$A = \frac{1}{\pi}\left(\frac{38{,}0}{58{,}5} - \frac{3{,}8 \cdot 5{,}8}{58{,}5^2}\right) = 0{,}205;$$

$$k_ц = \frac{0{,}205}{1 - 0{,}108^2} = 0{,}208;$$

$$\mathrm{Bi} = \frac{30{,}7 \cdot 0{,}585^2}{170 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 30{,}9; \qquad \gamma = \sqrt{30{,}9 \cdot 0{,}208} = 2{,}52;$$

$$\left(\frac{r_0}{L_0}\right)_ц = \frac{3{,}8 \cdot 0{,}835}{58{,}5} = 0{,}055.$$

6. По табл. 2-3 и 2-4 находим φ для заданных точек на шасси, по формулам (2-52) — величины коэффициентов σ_{4j} в этих точках.

Будем находить поле температур по линии, параллельной стороне L_2 и проходящей через центр шасси. На рис. 8-12, *а* эта линия обозначена пунктиром. Если начало координат поместить в углу пластины, а ось абсцисс направить по стороне L_2, то для выбранной линии

$$\frac{y}{L_2} = \frac{19}{58{,}5} = 0{,}325,$$

а соответствующие заданным $\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц$ значения $\frac{x}{L_2}$ найдем по формуле (2-56):

$$\frac{x}{L_2} = 0{,}5 + \frac{1}{2a}\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц = 0{,}5 + 0{,}6\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц.$$

Результаты расчетов по формулам (2-52), (2-53), (8-71) представлены в табл. 8-3. По формулам (8-71а, б) находим тепловые сопротивления:

$$R_{ii} = \frac{1}{0{,}13 + \frac{0{,}80\,(0{,}014 + 0{,}96)}{0{,}80 + 0{,}014 + 0{,}96}} = 1{,}76 \text{ } град/вт;$$

$$R_{i0} = \frac{1}{0{,}014 + 0{,}96 + \frac{0{,}13}{0{,}80}(0{,}80 + 0{,}014 + 0{,}96)} = 0{,}79 \text{ } град/вт,$$

Таблица 8-3

Расчет температур в различных точках шасси

Параметр	Единица измерения	$\left(\frac{r}{L_0}\right)_{ц}$					
		0,055	0,10	0,20	0,30	0,60	1,00
$\frac{y}{L_2}$	—	0,325	0,325	0,325	0,325	0,325	0,325
$\frac{x}{L_2}$	—	0,53	0,56	0,62	0,68	0,86	1,1
φ	—	0,71	0,515	0,313	0,210	0,085	0,052
$N_{ц}$	—	0,355	0,257	0,157	0,105	0,047	0,026
σ_{4j}	*вт/град*	0,96	1,32	2,16	3,24	7,25	13,0
R_{ij}	*град/вт*	0,79	0,57	0,35	0,23	0,10	0,06
$R_{ij} + R_{к}$	*град/вт*	0,89	0,67	0,45	0,33	0,20	0,16
$t_j - t_c$	*град*	92	69	46	34	21	16

Расчет F_{ij} проведен по формуле (8-71в); а $(t_j - t_c)$ — по формуле (8-70в), результаты представлены в табл. 8-3. По формулам (8-70а) находим температуру перегрева поверхности детали

$$t_i - t_c = 103\,(1{,}76 + 0{,}10) = 191 \text{ } град.$$

Результаты расчета в графическом виде представлены на рис. 8-13; кривая *1* показывает распределение температуры в детали и шасси, кривая *2* — среднеповерхностной температуры перегрева нагретой зоны. Из данного примера видно, что при сравнительно небольших значениях среднеповерхностной температуры нагретой зоны температура детали может достигать больших величин, иногда превышающих допустимые.

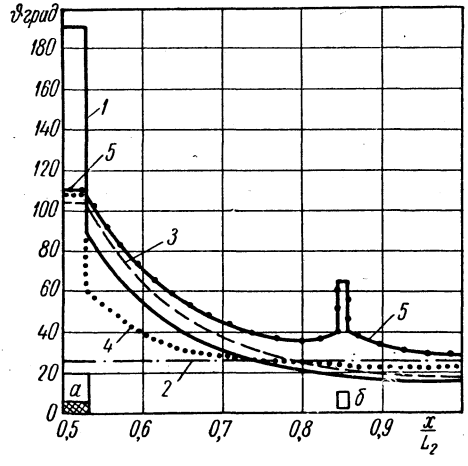


Рис. 8-13. Температурное поле нагретой зоны при различном распределении источников энергии.

а и *б* — сечения деталей по линии *АБ* (рис. 8-12, *а*).

Пример 8-7.

Найти распределение температуры в нагретой зоне для случая, рассмотренного в предыдущем примере, но при условии, что изоляционная прослойка отсутствует и между деталью и шасси существует идеальный тепловой контакт ($\sigma_2 = \infty$).

Полагая в формулах (8-71) $\sigma_2 = \infty$, получим выражение для температуры поверхности детали и шасси:

$$t_i - t_c = t_0 - t_c = P_i \times$$

$$\times \left(R_{к} + \frac{1}{\sigma_1 + \sigma_3 + \sigma_{4\,0}} \right). \quad (8\text{-}80)$$

Результаты расчета по формулам (8-70в), (8-71в), (8-79) представлены на рис. 8-13 кривой *3*.

Пример 8-8.

Найти распределение температур в нагретой зоне для случая, рассмотренного в примере 8-6, при условии, что в центральной детали выделяется в единицу времени энергия $P_i = 53$ *вт*, а во всех других деталях, равномерно распределенных по поверхности шасси, выделяется $P_1 = 50$ *вт*.

Решение.

Общая мощность, рассеиваемая шасси, равна 103 *вт*, т. е. при расчетах можно воспользоваться уже известными значениями коэффициентов теплоотдачи, так как они найдены для суммарной мощности, равной 103 *вт*. Поэтому значения тепловых проводимостей и сопротивлений не изменятся, что позволяет считать:

$$R_{ii} + R_к = 1{,}76 + 0{,}10 = 1{,}86 \text{ } град/вт;$$

$$R_{i\,0} + R_к = 0{,}79 + 0{,}10 = 0{,}89 \text{ } град/вт,$$

а значения $R_{ij} + R_к$ взять из табл. 8-3.

Умножив значения этих тепловых сопротивлений на $P_i = 53$ *вт*, получим температурное поле, создаваемое одной деталью:

$\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц$	Поверхность детали	0,055	0,10	0,20	0,30	0,60	1,00
$t_{ij} - t_с$, *град*	95	46	35	23	17	11	8,0

По формуле (8-14) найдем среднеповерхностную температуру перегрева нагретой зоны и кожуха, вызванную источниками энергии мощностью $P_1 = 50$ *вт*:

$$(\overline{t}_ш - t_с)_1 = 50\left(\frac{1}{6{,}7} + \frac{1}{10{,}3}\right) = 12 \text{ } град;$$

$$(t_к - t_с)_1 = \frac{50}{10{,}3} \approx 5 \text{ } град.$$

По формуле (8-79) найдем дополнительный перегрев корпуса детали, вызванный источниками энергии мощностью $P_1 = 50$ *вт*;

$$(t_i - t_с)_1 = \frac{0{,}8 \cdot 12 + 0{,}13 \cdot 5}{0{,}8 + 0{,}13} = 11 \text{ } град.$$

Складывая температуры перегрева, вызванные источниками энергии P_i и P_1, получим результирующее поле температур (кривая *4*, рис. 8-13):

$\left(\frac{r}{L_0}\right)_ц$	Поверхность детали	0,055	0,10	0,20	0,30	0,60	1,00
$t_{ij} - t_с$, *град*	107	57	46	34	28	22	19

Пример 8-9.

На шасси в один ряд расположено несколько деталей ($m = 6$), имеющих форму цилиндра радиусом $r_1 = 1{,}5$ *см* и высотой $l_1 = 6$ *см*. Детали закреплены на шасси с помощью болта через изоляционную прослойку, как это показано на рис. 2-2, *а*; геометрические и физические параметры крепежного соединения такие же, как и в примере 8-6, только площадь изоляции *2* соответствует площади дна детали. Ряд деталей ориентирован так, как это показано на рис. 8-12, *а*, расстояние ε от начала координат до линии, соединяющей центры деталей, равно $\varepsilon = 50$ *см*. В каждой детали выделяется тепловая энергия, мощность которой $P_д = \frac{50}{6}$ *вт*. Шасси с деталями находится в аппарате, рассмотренном в предыдущих примерах; суммарная мощность, рассеиваемая аппаратом, $P = 103$ *вт*.

Найти распределение температур в нагретой зоне, если остальная тепловая энергия мощностью 53 *вт* рассеивается деталью, геометрические и физические параметры которой рассмотрены в примере 8-6.

Решение.

1. По формуле (2-72) определим эквивалентную ширину ряда:

$$r_э = \frac{6\pi \cdot 1{,}5^2}{2 \cdot 38} = 0{,}56 \text{ см} = 0{,}56 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

2. Тепловой поток через крепежное соединение разбивается на два параллельных тепловых потока, каждый из которых преодолевает тепловое сопротивление R'_{2j} изоляции *2* и тепловое сопротивление R''_{2j} болта, гайки, шайбы, изоляции *4*. Тепловое сопротивление R''_{2j} было рассчитано в примере 8-6, а тепловое сопротивление R'_{2j} найдем по формуле (2-9):

$$S_2 = \frac{\pi}{4}\left(d_2^2 - d_1^2\right) = \frac{\pi}{4}(2{,}25 - 0{,}25) = 1{,}57 \text{ см}^2 = 1{,}57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$R'_{2j} = \frac{6{,}8 \cdot 10^{-4}}{0{,}17 \cdot 1{,}57 \cdot 10^{-4}} = 25{,}5 \text{ град/вт}; \quad R''_{2j} = 14{,}3 \text{ град/вт}.$$

Тепловое сопротивление R_{2j} (или тепловая проводимость σ_{2j}) крепежного соединения одной детали определяется по формуле (2-8):

$$R_{2j} = \frac{25{,}5 \cdot 14{,}3}{25{,}5 + 14{,}3} = 9{,}15 \text{ град/вт}, \quad \sigma_{2j} = 0{,}109 \text{ вт/град}.$$

3. Тепловые параметры σ_1, σ_2, σ_3 эквивалентной полосы определяются по формулам (8-72), (8-73), (8-76) и (8-77), при этом из примера 8-6 заимствуем значения коэффициентов теплоотдачи:

$$k_1 = k_{кш} + \alpha_{лI} = 12{,}65 \text{ вт/град}; \quad \alpha_{шIII} = \alpha_{лIII} = 6{,}25 \text{ вт/град};$$

$$\sigma_1 = k_1 m (2l_1 + r_1)\pi r_1 = 12{,}65 \cdot 6\,(2 \cdot 6 + 1{,}5)\pi \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-4} = 0{,}483 \text{ вт/град};$$

$$\sigma_2 = m\sigma_{2j} = 6 \cdot 0{,}109 = 0{,}654 \text{ вт/град};$$

$$\sigma_3 = 2 \cdot 6{,}25 \cdot 0{,}56 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}38 = 0{,}029 \text{ вт/град}.$$

4. Находим по формулам (2-71) значение критериев Bi, γ и параметр B:

$$\mathrm{Bi} = \frac{30{,}7 \cdot 0{,}585^2}{170 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 30; \quad \gamma = \sqrt{30} = 5{,}48;$$

$$B = 170 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \frac{38{,}0}{58{,}5} \cdot 5{,}48 \operatorname{sh} 5{,}48 \left(1 - \frac{2 \cdot 0{,}56}{58{,}5}\right) = 142 \text{ вт/град}.$$

По формуле (2-71) находим тепловой коэффициент F_{40} при $\frac{x}{L_2} = \frac{50{,}0}{58{,}5} = 0{,}855$:

$$F_{40} = \frac{\operatorname{ch} 5{,}48 \cdot 0{,}855 \operatorname{ch} 5{,}48 \left(1 - \frac{50{,}56}{58{,}5}\right)}{142} = 0{,}48 \text{ град/вт};$$

$$\sigma_{40} = \frac{1}{F_{40}} = 2{,}08 \text{ вт/град}.$$

5. По формулам (8-71а, б) находим тепловые сопротивления R_{ii} и R_{i0}:

$$R_{ii} = \frac{1}{0{,}483 + \dfrac{0{,}654\,(0{,}029 + 2{,}080)}{0{,}654 + 0{,}029 + 2{,}080}} = 1{,}02 \text{ град/вт};$$

$$R_{i_0} = \frac{1}{0{,}029 + 2{,}080 + \dfrac{0{,}483}{0{,}654}(0{,}654 + 0{,}029 + 2{,}080)} = 0{,}240 \text{ град/вт}.$$

По формулам (8-70а, б) находим температуру перегрева корпуса детали и температуру перегрева шасси под деталью. Тепловое сопротивление $R_к = 0{,}10$ *град/вт* известно по результатам примера 8-6:

$$t_i - t_c = 50\,(1{,}02 + 0{,}10) = 56 \text{ } град;$$

$$t_0 - t_c = 50\,(0{,}240 + 0{,}10) = 17 \text{ } град.$$

6. По формулам (2-71), (8-70) и (8-71) находим температуры перегрева $t_j - t_c$ шасси в точках $x = 45; 40; 30; 20; 10$ *см*. Дальнейшие расчеты сведены в табл. 8-4.

Таблица 8-4

Расчет температуры перегрева в различных точках шасси

Параметр	Единица измерения	x, *см*				
		45	40	30	20	10
$\frac{x}{L_2}$	—	0,77	0,68	0,52	0,34	0,17
$\frac{\gamma x}{L_2}$	—	4,22	3,73	2,85	1,86	0,93
$\frac{\operatorname{ch} \gamma x}{L_2}$	—	34,0	20,8	8,67	3,29	1,46
σ_{4j}	*вт/град*	3,24	5,30	12,7	33,5	75,5
R_{ij}	*град/вт*	0,154	0,094	0,039	0,015	0,007
$R_{ij} + R_к$	*град/вт*	0,254	0,194	0,139	0,115	0,107
$t_j - t_c$	*град*	13	10	7	6	5

7. Результирующее температурное поле от источников энергии мощностью $P = 53$ *вт* (центральная деталь) и $P = 50$ *вт* (ряд деталей) получим, складывая значения температур перегревов данного примера и примера 8-8. Температуру перегрева корпуса деталей, расположенных в ряд (вызванную источником энергии центральной детали), найдем по формуле (8-79). Из примера 8-8 следует, что в районе расположения ряда деталей ($x = 49{,}5$ *см*) температура перегрева шасси $\bar{t}_ш - t_c = 19$ *град*; температура перегрева кожуха от источников энергии мощностью 53 *вт* равна 5 *град*; температура перегрева корпуса деталей равна:

$$(t_i - t_c)_1 = \frac{0{,}654 \cdot 12 + 0{,}483 \cdot 5}{0{,}654 + 0{,}483} = 9 \text{ } град.$$

Температура перегрева корпуса деталей, расположенных в ряд, при действии всех источников энергии равна:

$$t_i - t_c = 9 + 56 = 65 \text{ } град.$$

Результирующее температурное поле представлено на рис. 8-13, кривая *5*.

Анализ результатов расчета теплового режима радиоэлектронных аппаратов позволяет сделать следующие выводы.

1. Температура корпуса отдельных деталей, являющихся источниками энергии, как правило, значительно выше среднеповерхностной температуры нагретой зоны. Особенно велико это различие при плохом тепловом контакте детали и шасси.

2. Температуру корпуса отдельных деталей (источников энергии) можно снизить, если рассредоточить источники энергии по шасси.

3. Применение обычных изолирующих прокладок между деталью и шасси не приводит к большому эффекту, если деталь практически не является источником энергии и греется за счет других деталей, прежде всего через шасси.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В последние годы теория теплового режима радиоэлектронных устройств широко применяется на практике. С ее помощью выбираются оптимальные конструкции радиаторов, объясняется вид статических вольтамперных характеристик полупроводниковых термочувствительных сопротивлений в различных условиях эксплуатации, обосновываются режимы работы полупроводниковых диодов и триодов и конструкции радиотехнических трансформаторов. Методы расчета теплового режима радиоэлектронных аппаратов позволяют в процессе их проектирования обосновывать габаритные размеры, оптимальное расположение радиодеталей и способ их крепления на шасси. Однако не все возможности практических приложений теории исчерпаны, не все возникающие на практике задачи решены. Укажем некоторые из них и остановимся на перспективах дальнейшего развития теории.

1. В настоящее время широко распространены многоблочные конструкции радиоэлектронных аппаратов, в монографии рассматривается тепловой режим аппарата, состоящего из одного блока. Вполне возможно разработать метод расчета температурного поля многоблочного аппарата.

2. Необходимо провести специальные исследования по определению и обобщению опытных данных для коэффициентов теплоотдачи внутри герметического аппарата в условиях естественной конвекции и внутреннего перемешивания воздуха. Знание этих коэффициентов позволит применить теорию теплового режима радиоэлектронных аппаратов к более широкому классу конструкций.

3. Следует обобщить теорию теплового режима радиоэлектронных аппаратов на случай комбинированной схемы охлаждения: за счет внутреннего перемешивания воздуха внутри герметичного аппарата тепловая энергия передается к стенкам кожуха, которые охлаждаются проточной жидкостью, протекающей по каналам в кожухе. Такой способ охлаждения проверен практически и привел к хорошим результатам.

4. Во многих конструкциях радиоэлектронных аппаратов для интенсификации процессов теплообмена применяют сквозной продув газа через аппарат. Пока еще отсутствуют обоснованные методы тепловых и гидравлических расчетов таких аппаратов.

5. Следует заметить, что в большинстве современных конструкций аппаратов отвод тепла в окружающее пространство осущест-

вляется либо за счет естественной конвекции, либо с помощью продуваемого через аппарат газа. Реже применяется интенсификация теплообмена с использованием испарения жидкостей. При этом существующие способы решения этой задачи редко могут быть по конструктивным и эксплуатационным соображениям использованы в современных радиоэлектронных аппаратах. Весьма заманчиво разработать такую схему испарительного охлаждения, которая позволила бы воспользоваться всеми преимуществами этого метода интенсификации теплообмена и в то же время была бы приемлемой с конструктивной и эксплуатационной точки зрения.

6. Задачей ближайшего времени является построение теории теплового режима радиоэлектронных устройств, сконструированных на основе микромодульных систем, а также твердых схем (молектронные схемы).

7. Некоторые радиоэлектронные устройства по условиям эксплуатации должны претерпевать кратковременные, но большие внешние тепловые нагрузки (тепловые удары). Весьма перспективным в этом случае является применение защитных оболочек из сплавов, которые плавятся при невысоких температурах. Не зная физико-математической теории такого процесса, трудно выбрать оптимальную конструкцию устройства.

8. В настоящей монографии рассмотрены только стационарные тепловые режимы радиоэлектронных устройств. Во многих случаях необходимо рассчитывать нестационарные тепловые режимы как отдельных деталей, так и аппаратов. Уже сейчас практика ставит следующие задачи: определить тепловую инерцию полупроводниковых термочувствительных сопротивлений при изменяющихся во времени внешних условиях (температура, скорость движения окружающей жидкой среды); найти нестационарную температуру p-n перехода полупроводниковых диодов и триодов при изменяющейся во времени активной энергии (импульсные режимы работы диодов и триодов); рассчитать время установления стационарного теплового режима радиоэлектронных аппаратов и т. д. Некоторые из этих задач в последнее время успешно решаются.

Изложенную в монографии теорию тепловых режимов отдельных радиоэлектронных устройств можно рассматривать как отправной пункт для дальнейших исследований. Основные положения теории установлены не только математическим путем, но и подтверждены большим количеством экспериментальных данных. По-видимому, такой метод сочетания математического анализа с экспериментом следует рекомендовать и для решения перечисленных здесь задач.

Разработка теории тепловых режимов разнообразных радиоэлектронных устройств в сочетании с машинными методами доведения задачи до числа позволит научно решать хотя бы часть вопросов, связанных с проектированием радиоэлектронных устройств.

ЛИТЕРАТУРА

К главе первой

1-1. Варгафтик Н. Б. и др., Теплофизические свойства веществ. ГЭИ, 1956.
1-2. Кирпичев М. В., Теория подобия. Изд. АН СССР, 1953.
1-3. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М., Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.
1-4. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.
1-5. Михеев М. А., Михеева И. М., Краткий курс теплопередачи. Госэнергоиздат, 1961.
1-6. Семяшкин Э. М., Исследование коэффициента теплоотдачи ограниченных цилиндров. Изв. вузов по разделу «Приборостроение», № 6, 1961.
1-7. Семяшкин Э. М., Измерение коэффициентов теплоотдачи, теплоемкости и лучеиспускательной способности методами регулярного режима. Канд. диссертация, ЛТИХП, 1960.
1-8. Прасолов Р. С., К расчету вязкости газов в условиях переходной зоны вакуума. ИФЖ, 1962.
1-9. Кирпичев М. В., Михеев М. А., Эйгенсон А. С., Теплопередача, Госэнергоиздат, 1940.

К главе второй

2-1. Ватсон Г. Н., Теория бесселевых функций, ч. 1, ИИЛ, 1949.
2-2. Дульнев Г. Н., Тепловой режим радиоэлектронного аппарата. Изв. вузов по разделу «Приборостроение», т. III, № 5, 1960.
2-3. Ильяченко О. Т., Капинос В. М., Тепловая проводимость слоя, образованного выступами шероховатости. Изв. вузов по разделу «Энергетика», № 9, 1958.
2-4. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М., Справочник по теплопередаче. Госэнергоиздат, 1959.
2-5. Лыков А. В., Теория теплопроводности. ГТТИ, 1952.
2-6. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.
2-7. Шнейдер П., Инженерные проблемы теплопроводности. ИИЛ, 1960.
2-8. Лукьянов В. С., Головко М. Д., Расчет глубины промерзания грунтов. Тр. ВНИИ транспортного строительства, вып. 23, Трансжелдориздат, М., 1957.

К главе третьей

3-1. Власов О. Е., Ребристые нагревательные приборы. Тр. теплотехнического ин-та, 1928, № 6.
3-2. Дульнев Г. Н., Тарновский Н. Н., Экспериментальное исследование теплоотдачи радиаторов в условиях естественной конструкции. ИФЖ АН БССР, 1960, т. III, № 2.
3-3. Ильин Л. Н., Стырикович М. А., Упрощенный расчет теплопередачи в прямых ребрах. «Советское котлотурбостроение», 1939, № 12.
3-4. Ильин Л. Н., Стырикович М. А., Упрощенный расчет теплопередачи в поперечных ребрах на круглых трубах. «Советское котлотурбостроение», 1940, № 2.

3-5. Иоффе Д. М., Ребристые охлаждающие приборы для холодильных камер. Тр. ВНИХИ, 1956.
3-6. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.
3-7. Осипова В. А., Теплоотдача ребристых поверхностей. «Холодильная промышленность», 1940, № 3.
3-8. Поляк Г. Л., Алгебра однородных потоков. Изв. ЭНИН АН СССР, 1935, т. III, № 1—2.
3-9. Раков В. И., Исследования и расчет теплоотдачи радиаторов в воздухе. ЖТФ, 1938, т. VIII, № 6.
3-10. Соколов Ф. Ф., Тепловой расчет селеновых выпрямителей. Канд. диссертация, НИКФИ, 1949.
3-11. Соколов Ф. Ф., Теплоотдача выпрямительных столбов из больших селеновых элементов. «Электричество», 1958, № 1.
3-12. Шлихтинг Г., Теория пограничного слоя. ИИЛ, 1956.
3-13. Шнейдер П., Инженерные проблемы теплопроводности. ИИЛ, 1960.
3-14. Schmidt T. E., Die Wärmeübertragung durch Rippen. VDI, 1926, № 26.

К главе четвертой

4-1. Варгафтик Н. Б. и др., Теплофизические свойства веществ. ГЭИ, 1956.
4-2. Волькенштейн Ф. Ф., Электропроводность полупроводников. ГТТИ, 1946.
4-3. Дульнев Г. Н., Тепловые режимы некоторых радиодеталей. Сб. трудов Ленинградского ин-та точной механики и оптики, вып. 7, 1951.
4-4. Дульнев Г. Н., Теория тепловых режимов полупроводниковых термосопротивлений. Сб. ЛОНИТОПРИБОР, вып. 2, 1954.
4-5. Дульнев Г. Н., Конструирование полупроводниковых термосопротивлений с заданными характеристиками и параметрами и оценка их работы в различных условиях эксплуатации. Сб. трудов Ленинградского ин-та точной механики и оптики, вып. 12, 1954.
4-6. Дульнев Г. Н., Савинов В. П., О точности измерения температуры с помощью ПТС. Сб. трудов Ленинградского ин-та точной механики и оптики, вып. 20, 1956.
4-7. Дульнев Г. Н., Тепловой режим полупроводниковых термосопротивлений, поверхностных и объемных радиотехнических сопротивлений. Сб. трудов Ленинградского ин-та точной механики и оптики, вып. 21, 1957.
4-8. Дульнев Г. Н., Теплообмен в ограниченных системах тел с источниками энергии. Докт. диссертация, ЭНИН АН СССР, М., 1958.
4-9. Коломиец Б. Т., Термисторы. «Электричество», 1947, № 3.
4-10. Коломиец Б. Т., Шефтель И. Т., Новые типы термосопротивлений. «Электричество», 1951, № 4.
4-11. Коломиец Б. Т., Шефтель И. Т., Курлина Е. В., Электрические свойства некоторых сложных оксидных полупроводников. ЖТФ, 1957, т. XXVII, вып. 1.
4-12. Нечаев Г. К., Термосопротивления в температурном контроле. Госстехиздат, Киев, 1959.
4-13. Шефтель И. Т., Термосопротивления. Физматгиз, 1958.
4-14. Беккер Дж. А., Грин С. Б. и Пирсон Г. Л., Свойства и применения термистров — термически чувствительных сопротивлений. УФН, т. XLV, вып. 2, 1951.

К главе пятой

5-1. Дульнев Г. Н., Тарновский Н. Н., Теория теплового режима полупроводниковых выпрямителей радиаторного типа. Инж.-физ. ж. АН БССР, 1960, т. III, № 1.
5-2. Комар В. Г., Работа полупроводниковых выпрямителей в цепях управления. Теория и расчет. ГЭИ, 1952.
5-3. Кондратьев Г. М., К вопросу о критическом размере теплоизоляции. Сб. трудов Ленинградского ин-та точной механики и оптики, вып. 37, 1959.
5-4. Левинзон А. З., Полупроводниковые выпрямители. ГЭИ, 1948.

5-5. Михеев М. А., Основы теплопередачи. ГЭИ, 1949.
5-6. Соколов Ф. Ф., Тепловой расчет селеновых выпрямителей. Канд. диссертация, НИКФИ, 1949.
5-7. Соколов Ф. Ф., Теплоотдача выпрямительных столбов из больших селеновых элементов. «Электричество», 1958, № 1.
5-8. Тарновский Н. Н., Инженерные методы расчета установившихся тепловых режимов полупроводниковых диодов и триодов. Канд. диссертация, ЛЭТИ, 1962.

К главе шестой

6-1. Абдулаев А. А., Авторское свидетельство, СССР, кл. 21е, 32, № 117441, 6/XI 1959.
6-2. Аванесьянц Г. М. Диффузионно-термическая теория приконтактных явлений. ДАН Узб. ССР, № 4, 1954.
6-3. Аванесьянц Г. М., О тепловых эффектах в полупроводниковых приборах. Изв. АН Узб. ССР, сер. физ.-мат. наук, № 1, 1957.
6-4. Вул Б. М., Основы теории мощных германиевых выпрямителей. Сб. «Полупроводниковые выпрямители». Мат. Всесоюзн. совещания, 11—14/VIII 1958, ЦБТИ НИИЭлектропром, М., 1959.
6-5. Давидов П. Д., Нагорский В. Д., О перегрузочных способностях германиевых триодов. Изв. АН СССР, отд. техн. наук, энергетика и автоматика, № 3, 1961.
6-6. Губанов А. И., Теория выпрямляющего действия полупроводников. ГТТЛ, 1956.
6-7. Дульнев Г. Н., Тарновский Н. Н., Тепловой режим мощных полупроводниковых диодов. ИФЖ АН БССР, № 3, 1960.
6-8. Конев Ю. И., Полупроводниковые триоды в автоматике. Изд. «Советское радио», М., 1960.
6-9. Лапидес А. М., Анализ температурного режима полупроводникового триода. Изв. вузов по разделу «Радиотехника», № 3, 1960.
6-10. Лейнов М. Л., Ежевский Б. М., Расчет допустимой мощности рассеяния полупроводниковых триодов. Тр. ЦНИИС, № 11 (163), 1958.
6-11. Полупроводниковые триоды и диоды. Справочник. Гос. изд. литературы по вопросам связи и радио, М., 1961.
6-12. Струминский В. А., Германиевые высокочастотные мощные триоды. «Физика твердого тела», № 3, стр. 420, 1960.
6 13 Тарновский Н. Н., Тепловой режим мощных полупроводниковых диодов. Изв. вузов СССР по разделу «Приборостроение», № 6, 1960.
6-14. Тарновский Н. Н., Инженерные методы расчета установившихся тепловых режимов полупроводниковых диодов и триодов. Канд. диссертация, ЛЭТИ, 1962.
6-15. Федоров С. И., Расчет охлаждающих систем полупроводниковых триодов. «Электричество», 1960, № 5.
6-16. Федотов Я. А., Шмарцев Ю. В., Транзисторы. Изд. «Советское радио», М., 1960.
6-17. Шестаков И. А., К расчету максимально допустимой для полупроводниковых приборов мощности при работе их в режиме импульсных перегрузок. Сб. «Полупроводниковые приборы и их применение». Изд. «Советское радио», М., 1960.
6-18. Ши Р. Ф., Усилители звуковой частоты на полупроводниковых триодах. ИИЛ, 1957.
6-19. Шнайдер П., Инженерные проблемы теплопроводности. ИИЛ, 1960.
6-20. Шокли В., Теория электронных полупроводников. ИИЛ, 1953.
6-21. Carman I. N., Sittner W. R., Thermal properties of semiconductor diodes. «IRE Convention Record», vol. 3, № 3, 1955.
6-22. Cataldo I. T., Liquid cooled germanium power rectifiers, «Plating», № 6, 1956.
6-23. Coldsmid H. I., Hilbourne R. A., Transistor operation aided by thermo-electric refrigeration. «Brit. Comm. and Electr.», vol. 7, № 1, 1960.
6-24. Condry R., Utilisation rationnelle des transistors à différentes temperatures. «Electronique Industrielle», № 20, 1958.

6-25. Diebold E. J., Temperature rise of solid junction under pulse load. «Communication and Electronics», vol. 11, № 33, 1957.
6-26. Diebold E. J., Luft W., Thermal impendance of cooling fins. «Communication and Electronics», vol. 9, № 39, 1958.
6-27. Fröndt H., Fender H., Kühlungseinrichtung für Trockengleichrichter mit einem flüssigen Zwangsweise bewegten Kühlungsmittel. Патент ГДР, кл. 21д, 11/02, № 16719, 26/III 1959.
6-28. Gant D. S., Jones R. O., Scott T., Power transistors. «Research», vol. 12, № 1, 1959.
6-29. Goldsmid H. J., Hilbourne R. A., Transistor operation aided by thero-electric refrigeration. «Brit. Comm. and Electr.», vol. 7, № 1, 1960.
6-30. Granneman W. W., Reese J. D., Transient junction temperature in power transistors. «Electrical Engineering», № 1, 1960.
6-31. Guennou S., Mesure des resistances thermiques relatives aux radiateurs des transistors de puissance. «Electronique Industrielle», № 21, 1958.
6-32. Koch W., Vorrichtung zum Kühlen von elektrisch unsymmetrisch leitenden Halbleiteranordnungen, (Licentia Patentverwaltungs GmbH). Патент ФРГ, кл. 21д, 11/02, № 1015935, 27/III 1958.
6-33. Luft W., Design of fins for cooling of semiconductors. «Electr. Manufact.», vol. 60, № 5, 1957.
6-34. Mortenson K. E., Junctiontemperature stip response. «Proceedings of the IRE», vol. 45, № 4, 1957.
6-35. Perfectionnement aux dispositifs de refroidissement des éléments redresseurs de grande puissance à semiconducteurs (Sie Française Thonison Houston). Франц. патент, кл. 12,6, № 1137395, 28/V 1957.
6-36. Reich B., Measurement of transistor thermal resistance. «Proceedings of the IRE», vol. 46, № 6, 1958.
6-37. Schmidt T. E., Die Wärmeübertragung durch Rippen, VDI, № 26, 1926.
6-38. Seurot J., Sur les problèmes de refroidissement des éléments semiconducteurs, diodes et transistors calcul simple de la résistance thèrmique des radiateurs et determination de la puissance dissiple maximum. «Onde électr.», vol. 40, № 395, 164—182, 1960.
6-39. Stern S., Cooling power transistors. «Electronic Industries», vol. 18, № 9, 1959.
6-40. Tellerman J., Measuring transistor temperature rise. «Electronics», № 4, 1954.

К главе седьмой

7-1. Аронов Р. Л., Методы расчета тепловых процессов в активных материалах электротехнических конструкций. ГОНТИ НКТП Украины, Харьков, 1938.
7-2. Бальян Р. Х., Трансформаторы малой мощности. Судпромгиз, 1961.
7-3. Бальян Р. Х., Бардинский С. И., К выбору оптимальной геометрии и конструкции трансформаторов малой мощности. «Электричество», 1959, № 2.
7-4. Дульнев Г. Н., Теплообмен в ограниченных системах с источниками энергии. Докт. диссертация. ЭНИН АН СССР, М., 1958.
7-5. Ермолин Н. П., Ваганов А. П., Расчет маломощных трансформаторов. Госэнергоиздат, 1957.
7-6. Лукьянов В. С., Головко М. Д., Расчет глубины промерзания грунтов. Тр. ВНИИ транспортного строительства, вып. 23, Трансжелдориздат, М., 1957.
7-7. Любчик М. А., Расчет эквивалентного коэффициента теплопроводности обмоток электрических устройств. Изв. вузов по разделу «Электромеханика», № 2, 1958.
7-8. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1948.
7-9. Сенченков А. Ф., Тепловой режим трансформаторов различных конструкций. Сб. «Нагревостойкие трансформаторы». Изд. Московского дома техники, М., 1960.
7-10. Федосеев Д. Н., Технология изготовления силовых трансформаторов и дросселей. Госэнергоиздат, 1959.

7-11. Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins, 1959. August 15, Bd 50, № 17, S. 825—832.
7-12. Gotter. Die Bedeutung und Berechnung der Maximaltemperaturen in elektrischen Maschinen. «Elektrotechnik», 1948, S. 257.
7-13. Hengelhaupt E., Die Entwurfsberechnung von Mittelfrequenz-Kerntransformatoren. Electric, 14 (1960), H. 3.
7-14. Morris A. L., Thermal rating of fluid — cooled transformer cores. «Engineer», 1956, vol. 201, № 5221, p. 216—218.
7-15. Steiskal u. Wifling. Moderne Prüfungs - und Untersuchungsmethoden in Transformatorenbau. «Deutsche Elektrotechnik», № 12, 1958.
7-16. Taylor E. D., Berger B., Western B. E., An experimental approach to the cooling of transformes coils by natural convection. Proc. IEE, vol. A105, № 20, 1958.
7-17. Annual Engineering Review, Transformes, Westinghouse Engineer, vol. 19, № 1, 1959.

К главе восьмой

8-1. Батурин В. В., Основы промышленной вентиляции. Профиздат, 1956.
8-2. Даммер Дж., Конструирование радиолокационной аппаратуры. Катц Л., Вопросы отвода тепла в самолетной аппаратуре. Сб. «Вопросы радиолокационной техники» (переводы и обзоры иностранной периодической литературы). ИИЛ, № 6, 1952.
8-3. Дульнев Г. Н., Теплообмен в ограниченных системах с источниками энергии. Докт. диссертация, ЭНИН АН СССР, М., 1958.
8-4. Дульнев Г. Н., Теория теплового режима некоторых конструкций радиоэлектронных устройств. Сб. АН СССР «Конвективный и лучистый теплообмен», 1960.
8-5. Дульнев Г. Н., Покровская Г. П., Смирнов А. И., Инженерный метод расчета теплового режима радиоэлектронного оборудования. Сб. АН СССР «Конвективный и лучистый теплообмен», 1960.
8-6. Дульнев Г. Н., Тепловой режим радиоэлектронного аппарата. Изв. вузов по разделу «Приборостроение», т. III, № 5, 1960.
8-7. Михеев М. А., Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
8-8. Ellison T., Cooling of the radioelectronic apparatus in the commercial aircrafts. IRE, Transactions, ANE-5, № 1, march, 1958.
8-9. Пассман Н. М., Учет тепловых режимов при проектировании электронной аппаратуры для гражданских самолетов. «Зарубежная радиоэлектроника», 1958, № 2.

ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
151	7-я сверху	ϑ_4	ϑ_7
179	14-я снизу	(6—13)	(6—40)
241	11-я сверху	$d = \sqrt{\frac{L_2' L_3'}{l_1}}$	$d = \sqrt{L_2' L_3'}$

Г. Н. Дульнев, Зак. 1257

Цена 1 р. 07 к.